TECHNIQUES
DE L'INGÉNIEUR

Réf. : **BM4303 V1**

Date de publication :
10 juillet 2012

Pompes rotodynamiques - Similitude et conception des pompes centrifuges

Cet article est issu de : **Mécanique | Machines hydrauliques, aérodynamiques et thermiques**

par **Robert REY, Farid BAKIR, Jean POULAIN**

Résumé Aujourd'hui encore, le dimensionnement des pompes centrifuges et hélicocentrifuges, basé sur une approche d'origine expérimentale et statistique, reste empirique sur bien des aspects. La conception de ces machines où s'accomplissent d'importants échanges d'énergie mécanique, thermique ou hydraulique, s'effectue suivant diverses étapes allant du prédimensionnement mécanique et hydraulique, jusqu'à l'analyse fine des écoulements internes. Cet article aborde le choix des paramètres libres, notamment celui de la vitesse de rotation, intervenant dans la conception de la roue d'une pompe centrifuge, approche faite à partir des coefficients de similitude. Une mise en pratique est proposée avec l'exemple du calcul des dimensions géométriques d'une pompe centrifuge.

Abstract The dimensioning of centrifugan and heliocentrifugal pumps, based upon an experimental and statistical approach still remains empirical in many respects. The design of these machines where considerable exchanges of mecahnical energy occur, follows various stages from the mechanical and hydraulic predimensioning, up to the fine analysis of internal flows. This article deals with the choice of free parameters, in particular that of the rotation speed, involved in the design of the wheel of a centrifugal pump; an approach is based on similarity coefficients. An example ofimplementation is offered with the calculation of the geometrical dimensions of a centrifugal pump.

Pour toute question :
Service Relation clientèle
Techniques de l'Ingénieur
Immeuble Pleyad 1
39, boulevard Ornano
93288 Saint-Denis Cedex

Par mail :
infos.clients@teching.com
Par téléphone :
00 33 (0)1 53 35 20 20

Document téléchargé le : **30/01/2018**
Pour le compte : **7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78**

© Techniques de l'Ingénieur | tous droits réservés

Pompes rotodynamiques

Similitude et conception des pompes centrifuges

par **Robert REY**
Ingénieur Arts et Métiers
Professeur Arts et Métiers ParisTech – Laboratoire DynFluid – CER Paris

Farid BAKIR
Ingénieur École polytechnique d'Alger
Professeur Arts et Métiers ParisTech – Laboratoire DynFluid – CER Paris

et **Jean POULAIN**
Ingénieur de l'École supérieure d'électricité
Ancien élève de l'Institut Von Karman
Ancien Conseiller scientifique de l'association PROFLUID

1.	**Similitude. Application au choix d'une pompe**	BM 4 303	- 2
1.1	Coefficients sans dimension de Rateau	—	2
1.2	Vitesse spécifique N_{sq} et rayon spécifique R_s	—	4
1.3	Coefficients sans dimension de vitesse spécifique	—	5
1.4	Classification des pompes en fonction du N_{sq}	—	5
1.5	Rendement hydraulique des pompes centrifuges et hélicocentrifuges	—	7
1.6	Choix d'une pompe pour des conditions de fonctionnement données	—	8
1.7	Écarts par rapport aux lois de similitude	—	11
2.	**Conception et calcul d'une pompe centrifuge**	—	14
2.1	Présentation	—	14
2.2	Prédimensionnement de la roue	—	16
2.3	Tracé des aubages et de la vue méridienne	—	19
2.4	Exemple de calcul de prédimensionnement d'une roue centrifuge de $N_{sq}32$	—	21
2.5	Détermination d'un diffuseur aubé	—	24
2.6	Calcul et détermination d'une volute	—	26
2.7	Résultats de la simulation numérique des écoulements internes	—	30
Pour en savoir plus		Doc. BM 4 303	

Le dimensionnement des pompes centrifuges et hélicocentrifuges conserve encore aujourd'hui un caractère très empirique car il reste basé sur un grand nombre de règles d'origine expérimentale et statistique. Cet état de fait est tout à fait logique puisqu'en dehors des dimensions géométriques principales, un très grand nombre de paramètres de second ordre (une vingtaine) sont à fixer pour définir la géométrie complète de la roue et de son environnement immédiat. Ces choix multiples, souvent arbitraires, peuvent être guidés par diverses considérations telles que : régularité de l'écoulement, encombrement réduit, optimisation des performances (rendement, NPSH, bruit et vibrations), stabilité des caractéristiques, etc.

Nous allons voir comment il est possible, à partir des coefficients de similitude, de faire les premiers grands choix concernant les paramètres libres intervenant dans la conception de la roue d'une pompe centrifuge. En particulier, nous

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

montrerons comment déterminer la vitesse de rotation qui conduira à des niveaux de rendement convenables, à des dimensions aussi faibles que possible et à un NPSH requis compatible avec la charge disponible à l'entrée de la pompe.

Un exemple sera ensuite traité concernant le cas des pompes centrifuges, il permettra de définir les dimensions géométriques d'où découleront les formes hydrauliques de la roue et des composants statoriques : diffuseur et/ou volute. Cet exemple sera l'occasion de mettre en pratique les règles de calcul et de dessin qui auront été préalablement exposées.

Les calculs mécaniques ne sont pas traités dans l'exemple présenté. Ils sont en effet non spécifiques aux pompes et appartiennent au domaine général des enceintes sous pression, du calcul des lignes d'arbres, des systèmes d'étanchéité ou de la lubrification, etc. On pourra se reporter aux règles ordinaires du domaine considéré, comme par exemple celles de la fonderie, qui s'appliquent parfaitement aux constituants des pompes : roue, volute, corps de paliers, pièces mécaniques diverses constituant la pompe centrifuge.

*L'article « **Pompes rotodynamiques** » fait l'objet de plusieurs articles :*

- *[BM 4 300] Présentation. Description ;*
- *[BM 4 302] Fonctionnement ;*
- *[BM 4 304] Dimensionnement des pompes hélices ;*
- *[B 4 306] Problèmes mécaniques particuliers ;*
- *[B 4 308] Exploitation.*

Les sujets ne sont pas indépendants les uns des autres. Le lecteur devra assez souvent se reporter aux autres articles.

1. Similitude. Application au choix d'une pompe

Pour simplifier la démarche, la figure **1** permet de mettre en évidence ou de rappeler les principales pièces composant les pompes centrifuges.

1.1 Coefficients sans dimension de Rateau

Les coefficients sans dimension (introduits par Rateau) ont pour objet, en première intention, de répondre de façon simple et précise à deux questions :

– Comment se modifient les caractéristiques d'une pompe lorsque l'on change sa vitesse de rotation ?

– Comment évoluent les performances hydrauliques d'une pompe géométriquement semblable à une autre pompe ?

1.1.1 Fonctionnement à vitesse variable

Nous avons vu en [BM 4 302] comment varie la **courbe caractéristique** théorique $H_{th}(Q)$ d'une pompe lorsque l'on change sa vitesse de rotation. Un point $[Q\,;\,H_{th}]$ à la vitesse N a pour homologue, à la vitesse N', un point :

$$\left[Q' = Q\,\frac{N'}{N}\,;\, H'_{th} = H\left(\frac{N'}{N}\right)^2 \right]$$

Cherchons comment évoluent les **pertes** et, par conséquent, le **rendement** dans les mêmes conditions. Les pertes par désadaptation d'incidence (pertes par choc) et discontinuité varient comme U_2^2 (avec U_2 vitesse périphérique) ou N^2 ; il en va de même des pertes par frottement si le coefficient de frottement n'est pas modifié (c'est le cas pour les nombres de Reynolds élevés). L'expérience montre que les pertes par recirculation varient aussi comme le carré de la vitesse.

La hauteur théorique H_{th} ainsi que les pertes varient donc comme N^2, pour deux points homologues, ayant même valeur de Q/N. Il en est de même pour la hauteur utile H [BM 4 302], la valeur du rendement hydraulique η_H est donc conservée. Les pertes par frottement de disque et par fuites internes varient, dans les mêmes conditions, également comme le carré de la vitesse.

Le rendement global est donc lui aussi conservé, de façon exacte si les pertes mécaniques, de façon approchée, ne sont pas prises en compte.

Dans les mêmes conditions, la puissance absorbée P est proportionnelle au produit $\rho g Q H_{th}$; elle varie donc, pour des points homologues, comme le cube de la vitesse de rotation. La figure **2** montre comment se transposent les courbes caractéristiques $H(Q)$ et $\eta(Q)$ d'une pompe lorsque sa vitesse est réduite dans un rapport de 0,7. Le point optimal (rendement maximal ou encore BEP : *Best Efficiency Point*) O venant en O'.

1.1.2 Fonctionnement comparé de deux pompes homothétiques

Considérons deux pompes homothétiques, tournant à des vitesses de rotation telles que leurs vitesses périphériques U_2 soient identiques. Elles ont, pour des points de fonctionnement homologues, les mêmes triangles des vitesses, aussi bien à l'entrée qu'à la sortie de la roue. Ces deux pompes fournissent donc la même hauteur H_{th} [[BM 4 302] relation (5)].

Les vitesses étant conservées, les débits sont proportionnels aux sections de passage, c'est-à-dire au carré des dimensions.

En combinant ce qui vient d'être dit, on voit que le **débit** est proportionnel, d'une part, à N (ou à U_2), d'autre part, à R_2^2 (R_2 étant le rayon de sortie de la roue), et que la **hauteur** est proportionnelle à N^2 (ou à U_2^2).

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

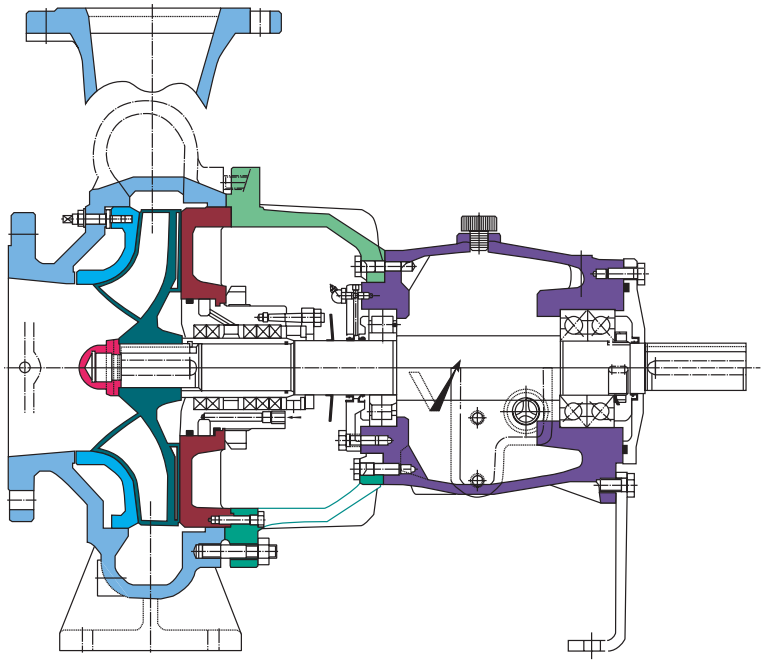


Figure 1 – Pompe centrifuge monocellulaire semi-ouverte (doc. ENSIVAL-MORET)

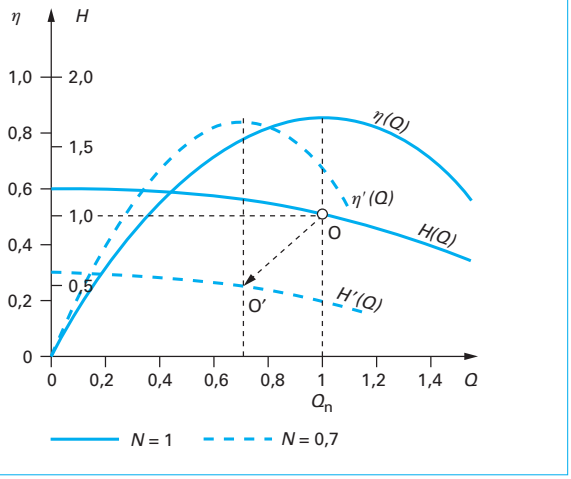


Figure 2 – Courbes caractéristiques *H* (*Q*) et êta *(Q)* d'une pompe pour deux vitesses de fonctionnement

1.1.3 Coefficients de Rateau

Les coefficients sans dimension de Rateau résument de façon très simple le texte des paragraphes 1.1.1 et 1.1.2 ; on définit le coefficient de débit et le coefficient de pression (ou de hauteur manométrique) par les groupements suivants. Ces termes constituent une valeur caractéristique de la pompe lorsqu'ils sont calculés avec les valeurs atteintes au point nominal :

– coefficient de **débit** :

$$\delta = Q/\omega R_2^3 \qquad (1)$$

– coefficient de **hauteur** manométrique :

$$\mu = gH/\omega^2 R_2^2 \qquad (2)$$

– coefficient de **puissance** :

$$\tau = P/\rho\omega^3 R_2^5 \qquad (3)$$

Ces trois coefficients sont reliés entre eux par la relation :

$$\tau = \mu\,\delta\,/\eta$$

La formule (3) montre que pour une vitesse de rotation donnée, la puissance d'une pompe varie comme la puissance cinq de sa taille.

On note que la masse volumique ρ du liquide n'intervient que dans le terme de puissance et ne modifie ni la hauteur ni le débit. L'influence d'un changement de fluide se fait donc simplement dans le cadre de la relation (3).

On peut présenter les courbes caractéristiques d'une pompe soit sous la forme de la figure **2**, soit en utilisant les coefficients de Rateau (figure **3**). Les courbes de la figure **3** ne représentent plus seulement les courbes caractéristiques d'une pompe particulière, mais l'ensemble des courbes d'une famille de pompes que l'on peut dériver par homothétie de cette pompe particulière.

1.1.4 Conditions de continuité dans l'évolution du rayon R_2

Dans les formules (1), (2) et (3), R_2 et U_2 représentent, sans ambiguïté, pour les pompes centrifuges et pour les pompes hélices, le rayon extérieur de la roue et la vitesse périphérique correspondante. Les choses sont moins simples pour les pompes hélicocentrifuges, pour lesquelles le rayon extérieur n'est pas constant (section de sortie oblique).

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

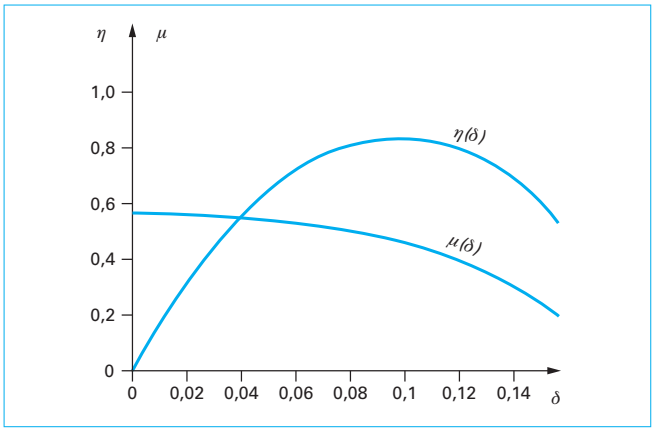


Figure 3 – Courbes caractéristiques d'une famille de pompes exprimées en fonction des coefficients de Rateau

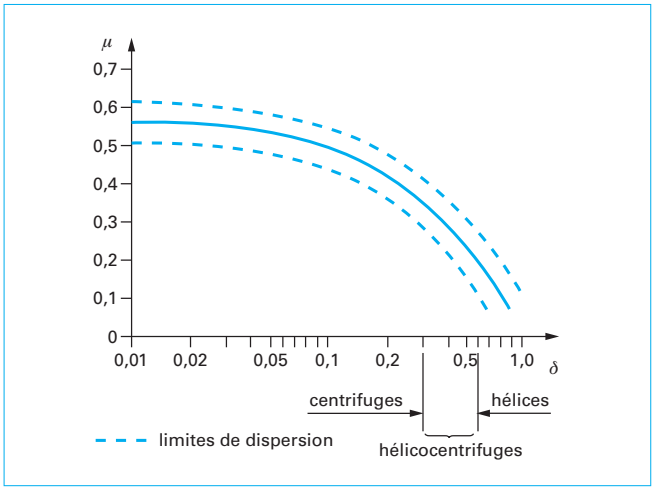


Figure 4 – Relation entre les coefficients de hauteur manométrique et de débit pour les pompes

Pour éviter de constater des discontinuités dans l'évolution des coefficients μ et δ, il convient de retenir aussi le plus grand rayon de la roue pour les pompes hélicocentrifuges. La figure **4** montre l'évolution progressive d'un tracé de roue, lorsque l'on passe du domaine des pompes centrifuges à celui des pompes hélices, et fait apparaître la logique de ce choix.

Nota : pour les roues hélicocentrifuges, on trouvera dans la littérature technique d'autres conventions. Par exemple, on admet souvent que R_2 est le rayon de sortie moyen. Tout ce qui va suivre dans ce paragraphe est établi à partir de la présente convention.

1.1.5 Valeurs numériques. Relation entre les coefficients μ et δ

Les coefficients μ et δ ne sont pas indépendants. Des considérations théoriques, mais surtout l'expérience montrent que μ diminue lorsque δ augmente. Nous avions déjà constaté la réduction de hauteur avec N_{sq} pour une vitesse périphérique donnée [BM 4 302].

La figure **4** montre la relation entre les coefficients μ et δ. Elle a été établie en se basant sur des statistiques expérimentales dont les résultats sont relativement dispersés et représentent des valeurs moyennes :

– dans le domaine des **pompes centrifuges**, la dispersion entre les différentes réalisations reste modérée ; elle est de l'ordre de 10 % de part et d'autre de la courbe moyenne ;

– dans le domaine des **pompes hélices**, au contraire, comme il est possible de modifier profondément le coefficient δ à μ constant par changement de calage des pales, ou inversement le coefficient μ à δ constant en changeant le nombre de pales, la dispersion est importante en valeur relative.

Sur ce même graphique, nous avons tracé des zones préférentielles correspondant aux différents types de pompes :

– le domaine des pompes centrifuges s'étend jusqu'à des valeurs de δ égales à 0,3 ;

– les pompes hélicocentrifuges vont de $\delta = 0{,}3$ à $\delta = 0{,}6$;

– les pompes hélices occupent le domaine qui s'étend au-delà de $\delta = 0{,}6$.

1.2 Vitesse spécifique N_{sq} et rayon spécifique R_s

Nous allons, en utilisant les coefficients de Rateau, dimensionner une pompe fournissant une hauteur H, pour un débit Q. Plus précisément, nous cherchons à déterminer le rayon extérieur R_2 de la roue et la vitesse de rotation N de la pompe.

Les équations (1) et (2) donnent :

$$U_2 = \left(\frac{gH}{\mu}\right)^{1/2} \quad \text{et} \quad R_2^2 = \frac{Q}{\delta}\left(\frac{\mu}{gH}\right)^{1/2}$$

Les valeurs de R_2 et N [avec $U_2 = 2\pi R_2 N/60$] sont alors :

$$N = \left[\frac{30\, g^{3/4}\, \delta^{1/2}}{\pi \mu^{3/4}}\right] \frac{H^{3/4}}{Q^{1/2}} \qquad (4)$$

$$R_2 = \left[\frac{\mu^{1/4}}{g^{1/4}\, \delta^{1/2}}\right] \frac{Q^{1/2}}{H^{1/4}} \qquad (5)$$

On voit à l'examen des équations (4) et (5), que les valeurs de R_2 et de N dépendent à la fois de δ et de μ, c'est-à-dire du type de machine que l'on aura choisi pour réaliser le projet.

Les équations (4) et (5) font apparaître la possibilité d'adopter d'autres coefficients de similitude pour caractériser une pompe. Ces coefficients, entre crochets, sont une combinaison de δ et μ ; ils s'expriment par :

$$N_{sq} = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \qquad (6)$$

$$R_s = R_2 \frac{H^{1/4}}{Q^{1/2}} \qquad (7)$$

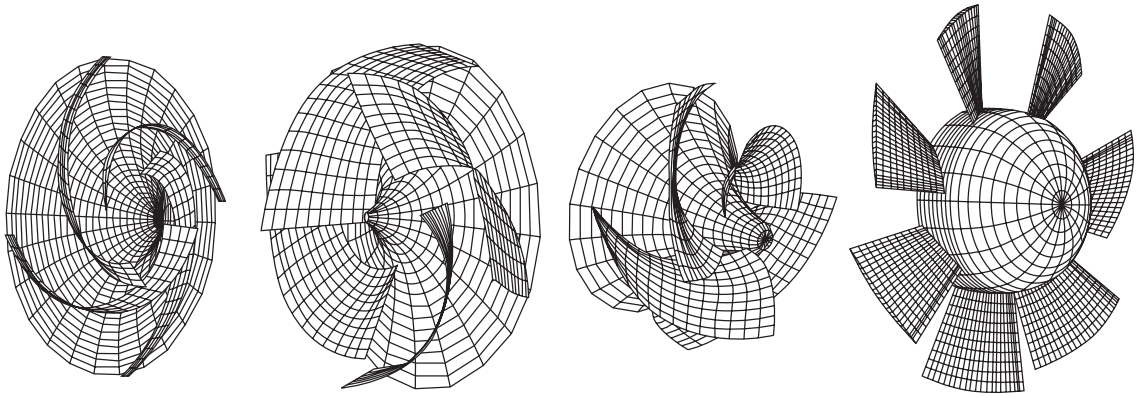
Les équations (4), (5), (6) et (7) établissent, pour une **famille de pompes donnée**, caractérisée par des coefficients N_{sq} et R_s particuliers, une relation directe entre, d'une part, la hauteur H et le débit Q demandés et, d'autre part, les grandeurs de dimensionnement que sont le rayon R_2 et la vitesse de rotation N.

Les coefficients N_{sq}, **vitesse spécifique**, et R_s, **rayon spécifique**, ne sont pas sans dimension ; ils se modifient numériquement lorsque l'on passe d'un système d'unités à un autre.

Il est d'usage, en France et le plus souvent en Europe, d'évaluer N_{sq} et R_s en utilisant un système où la hauteur est exprimée en mètres, le débit en m^3/s et la vitesse de rotation en tr/min. Toutes les valeurs de hauteur et de débit retenues sont les valeurs atteintes au point nominal de la pompe.

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.



(a) roue centrifuge $N_{sq} = 20$ — (b) roue hélicocentrifuge $N_{sq} = 86$ — (c) roue hélicocentrifuge $N_{sq} = 113$ — (d) roue axiale $N_{sq} = 220$

Figure 5 – Évolution progressive du tracé d'une roue de pompe centrifuge jusqu'à celui d'une pompe hélice

La figure **5** montre l'évolution du tracé d'une roue de pompe.

Exemple de calcul : soit une pompe existante dont les performances sont données par les courbes de la figure **6**. On note sur ces diagrammes que les relevés sont faits à la vitesse de rotation $N = 1\,470$ **tr/min**. Au point nominal, pour la roue de 408 mm de diamètre, le débit est de 590 m^3/h, soit $0{,}164$ **m^3/s**, la hauteur $H = 49$ **m**. Il s'agit d'une pompe centrifuge de $N_{sq} = 32$.

Partant sur un rayon de roue $R_2 = 0{,}204$ m, on aura d'après (7) :

$$R_s = 1{,}332$$

On pourra vérifier que ce point (N_{sq}, R_s) est bien situé sur la courbe de la figure **7**. Il est possible d'établir une correspondance continue entre N_{sq} et R_s en la déduisant de la relation entre δ et μ (figure **4**). La figure **7** présente cette relation (avec une dispersion semblable à celle de la figure **4**, mais qui n'apparaît pas sur la figure).

Nous verrons, paragraphe 1.6, comment ces résultats permettent d'accéder très rapidement et très facilement à des dimensions d'avant-projet.

On constate à l'examen de la figure **7** que R_s varie extrêmement vite dans le domaine des faibles N_{sq}. Il en est de même du rayon extérieur de la roue R_2 qui lui est proportionnel. Le choix de N_{sq} va donc jouer un rôle déterminant sur les dimensions de la pompe.

1.3 Coefficients sans dimension de vitesse spécifique et de rayon spécifique

Nous avons vu, paragraphe 1.2, que les coefficients N_{sq} et R_s ont le désavantage de ne pas être des coefficients sans dimension et qu'ils dépendent ainsi du système d'unité utilisé. On a remédié à cette difficulté en introduisant une vitesse spécifique angulaire sans dimension Ω.

En substituant la vitesse angulaire $\omega\,(= 2\pi N/60)$ à la vitesse de rotation N, l'équation (4) s'écrit :

$$\omega = \left[\frac{\delta^{1/2}}{\mu^{3/4}}\right] \frac{(gH)^{3/4}}{Q^{1/2}}$$

ce qui conduit à :

$$\Omega = \frac{\delta^{1/2}}{\mu^{3/4}} = \omega \frac{Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \qquad (8)$$

avec H exprimée en m, ω en rad/s, Q en m^3/s et $g = 9{,}81$ m/s^2.

On vérifie ainsi que Ω est sans dimension et qu'il ne se modifie pas lorsque l'on passe d'un système d'unités cohérent à un autre.

Pour l'exemple du paragraphe 1.2 ($H = 49$ m, $Q = 0{,}164$ m^3/s, $N = 1\,470$ tr/min), on obtient :

$\omega = 154$ rad/s, soit $\Omega = 0{,}607$.

Le coefficient Ω est relié au coefficient N_{sq} par :

$$N_{sq} = 53\ \Omega$$

On pourrait, de même, introduire un coefficient sans dimension qui représenterait le rayon spécifique Λ et s'écrirait :

$$\Lambda = R_2 \frac{(gH)^{1/4}}{Q^{1/2}} \qquad (9)$$

Dans la pratique industrielle, les coefficients Ω et Λ sont peu utilisés, malgré les avantages qu'ils présentent.

Partant d'un important échantillon de pompes centrifuges industrielles, Cordier a groupé sur un même diagramme les résultats obtenus au point nominal pour les coefficients Ω et Λ. Il a par ailleurs fait apparaître un terme complémentaire très utile qui est le rendement global (figure **8** selon [6]). Pour une même vitesse spécifique Ω, on peut noter qu'il existe une valeur optimale de Λ pour obtenir un rendement maximal. Pour une pompe de plus grande taille (Λ élevé) ou de plus faible taille (Λ faible), le rendement se détériore. Cette courbe d'origine statistique est de même nature que celle de la figure **7** mais contient des informations comparables à celles de la figure **11** traitant des rendements.

1.4 Classification des pompes en fonction du N_{sq}

Lorsque l'on augmente le coefficient de débit δ d'une pompe centrifuge et, par conséquent N_{sq}, on est conduit à augmenter la largeur de la roue à sa sortie et surtout les sections d'entrée, donc

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

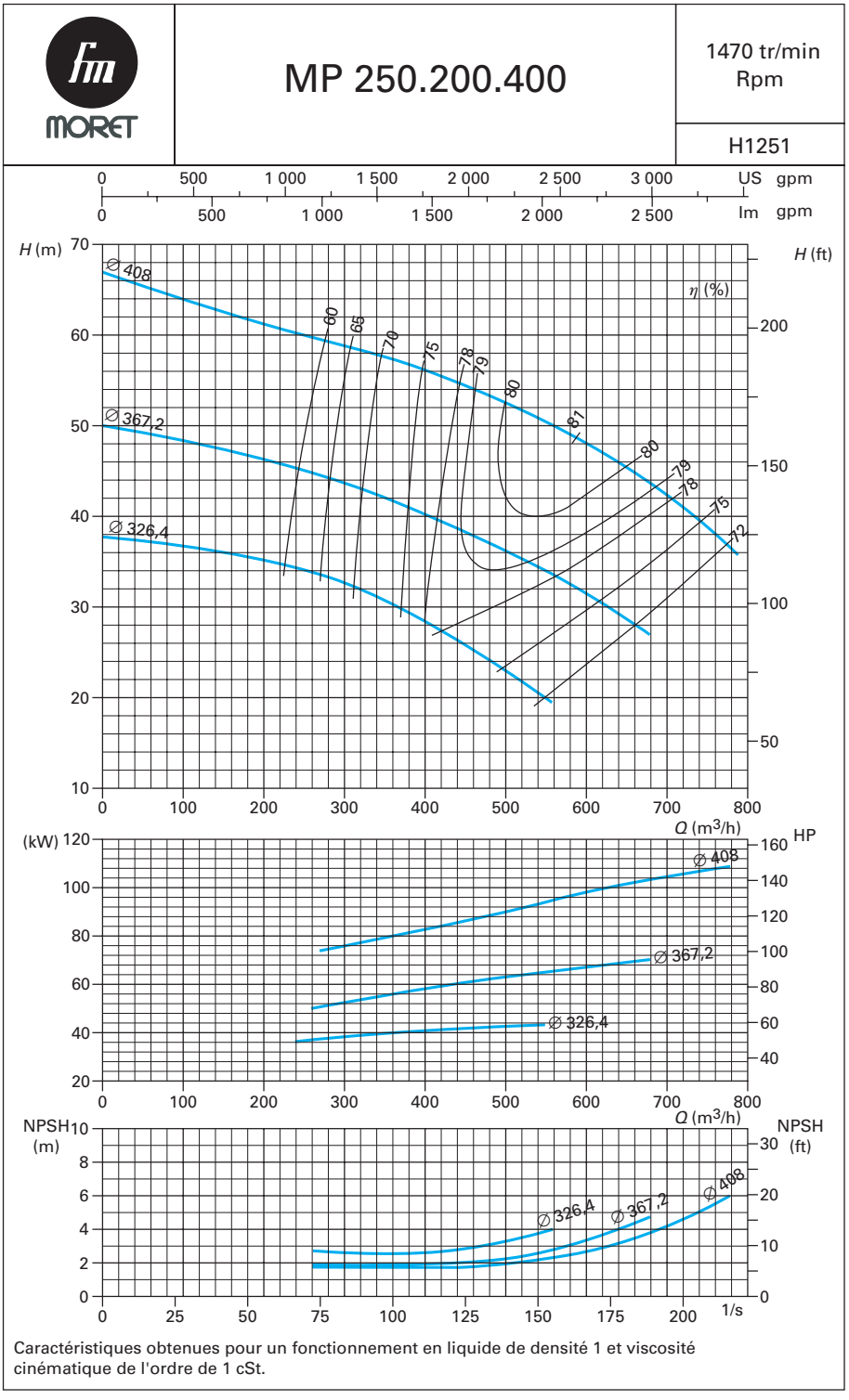


Figure 6 – Performances générales de la pompe centrifuge de N_{sq} = 32 (doc. Ensival-Moret)

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

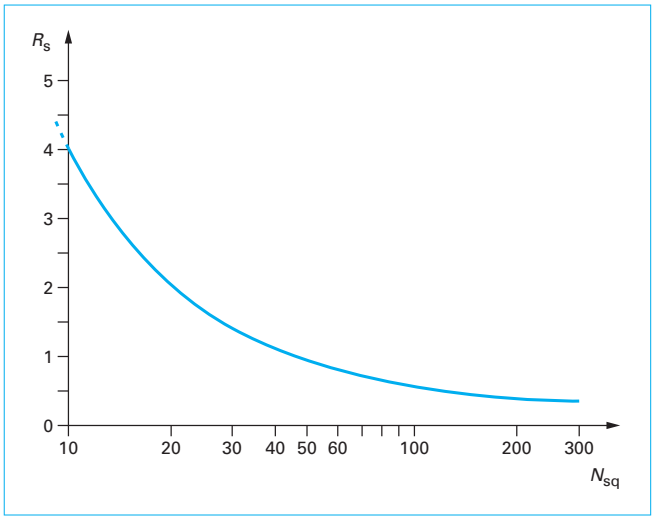


Figure 7 – Relation entre le rayon spécifique et la vitesse spécifique

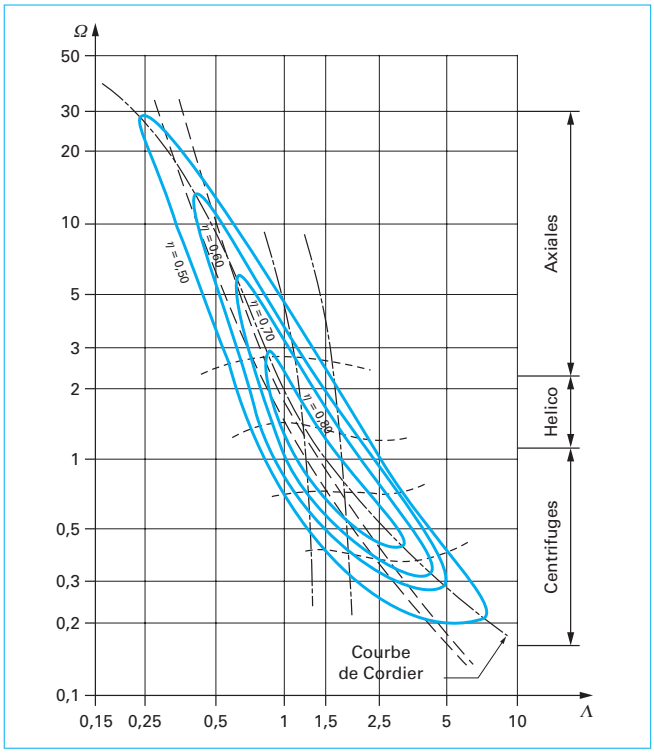


Figure 8 – Évolution standard selon Cordier [6]

le diamètre d'entrée (c'est-à-dire de l'œillard). Si l'on prolonge ce processus assez loin, le diamètre extérieur de l'œillard se rapproche du diamètre extérieur de la roue ; il n'est plus possible de conserver constant le diamètre de sortie. La pompe devient alors hélicocentrifuge.

L'évolution se prolonge sans discontinuité vers les pompes hélices ; on atteint leur domaine, pour de grandes valeurs de N_{sq}, lorsque le diamètre d'entrée devient du même ordre de grandeur que le diamètre de sortie (figure **5**).

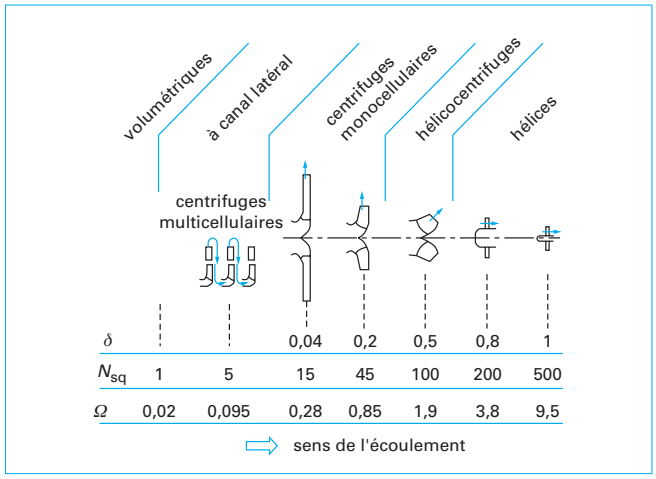


Figure 9 – Relation entre les différents types de machines et les coefficients de similitude

La figure **9** établit une relation réciproque entre les différents types de machines et les différents coefficients de similitude δ, N_{sq} et Ω. On a indiqué les autres familles de pompes, de façon à les situer par rapport aux pompes rotodynamiques. On peut constater ainsi que l'écart N_{sq} (de 1 à 15), qui sépare les pompes volumétriques des pompes centrifuges monocellulaires les plus petites, est important, aussi important que celui qui sépare les pompes centrifuges des pompes hélices.

1.5 Rendement hydraulique des pompes centrifuges et hélicocentrifuges

Le présent paragraphe ne traite que des pompes centrifuges et hélicocentrifuges. Pour les **pompes hélices**, il est préférable, voire nécessaire, de ne pas traiter les pertes hydrauliques de façon globale comme nous allons le faire, mais de décomposer les pertes hydrauliques entre pertes d'aubages variant radialement et pertes de conduite : moyeu et carter, voire coude de sortie. Le rendement hydraulique dépend du N_{sq} qui impose un certain cadre aux formes de la pompe. Il dépend aussi de la taille des pompes, de la vitesse des écoulements, de la viscosité du fluide pompé, c'est-à-dire globalement du nombre de Reynolds et de la qualité des surfaces (rugosité).

Les informations statistiques ayant conduit aux courbes de rendement hydraulique η_H en fonction des coefficients δ et N_{sq} (figures **10** et **11**) concernent des pompes standards dont le nombre de Reynolds est supérieur à 10^6.

À l'examen de la figure **10**, on remarque que l'**évolution du rendement hydraulique** est très rapide en fonction du coefficient de débit δ pour des valeurs inférieures à 0,05. En dessous de cette valeur, les surfaces frottantes sont à peu près constantes et constituées principalement par la surface des flasques avant et arrière. Les pertes par frottement sont donc, elles aussi, constantes, alors que la puissance utile diminue proportionnellement à δ. La valeur relative des pertes par frottement varie, en première approximation, comme $1/\delta$.

Inversement, pour des valeurs de δ supérieures à 0,15, la courbe du rendement hydraulique est plate. Dans cette région, les pertes hydrauliques dans la roue ne sont plus prépondérantes ; il se produit une compensation partielle, lorsque δ croît, entre la réduction des pertes par frottement et l'augmentation des pertes par dispersion des vitesses à la sortie de la roue, due à un équilibre plus incertain des différents filets, à une réduction de la longueur utile des aubes et à une diminution de l'angle de sortie d'aubage $\beta_{2\infty}$.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

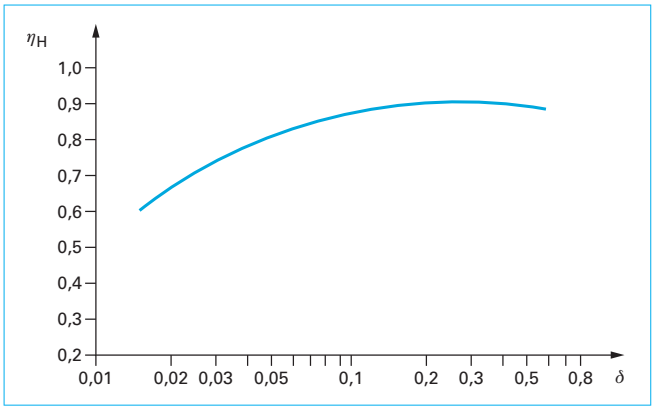


Figure 10 – Rendement hydraulique des pompes centrifuges et hélicocentrifuges en fonction du coefficient de débit

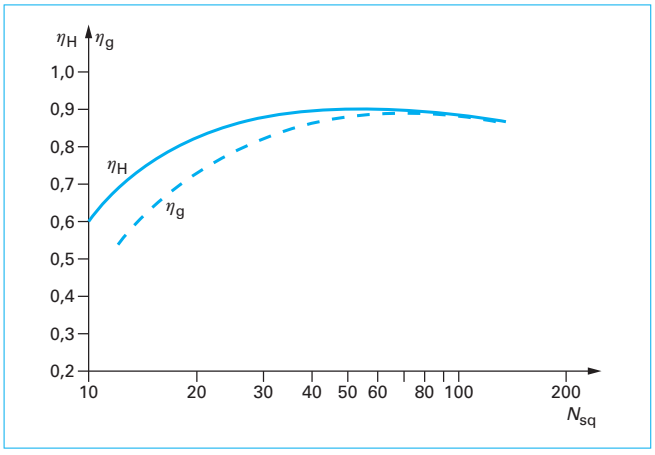


Figure 11 – Rendements hydraulique et global de pompes centrifuges et hélicocentrifuges en fonction de la vitesse spécifique N_{sq}

Les rendements hydrauliques des figures **10** et **11** ne représentent pas les meilleures valeurs qu'il soit possible d'atteindre. Par exemple, l'utilisation de roues doubles, surtout si elles sont suivies d'un diffuseur aubé, permet d'envisager des rendements supérieurs d'un point, ou plus. De même, les pompes dessinées à partir des méthodes de calcul numériques récentes ont permis des améliorations sensibles.

Par contre, sur une pompe à bulbe, les valeurs des figures **10** et **11** pourront, au contraire, être plus difficiles à obtenir.

Sur la figure **11**, nous avons fait figurer, outre le rendement hydraulique, une valeur approchée du **rendement global hors pertes mécaniques**. On doit utiliser ces valeurs avec précaution avec comme objectif de faire des comparaisons ou de chiffrer des évolutions.

1.6 Choix d'une pompe pour des conditions de fonctionnement données

1.6.1 Définition du problème

Le choix d'une pompe, en vue d'une application donnée, est un problème pratique important, que l'on se place du point de vue de l'utilisateur ou de celui du constructeur.

Nota : ce qui suit est surtout basé sur l'exploitation des coefficients de similitude, mais il est conseillé de se reporter en [BM 4 300] qui apportera une assistance et des éléments de contrôle dans le choix de la pompe.

La définition d'un **problème de pompage** implique de connaître un certain nombre d'éléments d'importance variable suivant le projet envisagé :

– la **nature du liquide** pompé, sa masse volumique, sa viscosité et, en particulier, son appartenance ou non à la catégorie des fluides dits newtoniens dont la viscosité ne dépend pas de la vitesse d'écoulement. La présence de gaz dissous ou de particules en suspension va engendrer des difficultés importantes pour le pompage ;

– le **débit-volume** véhiculé au point nominal, ainsi que la zone de débit dans laquelle la pompe devra opérer ;

– la **hauteur** à fournir par la pompe au point nominal ;

– la caractéristique du **circuit résistant** : celle-ci permet d'étudier les conditions de démarrage, les problèmes de stabilités statique et, éventuellement, dynamique ; il est également nécessaire d'indiquer si plusieurs pompes doivent fonctionner en parallèle et de préciser le mode d'exploitation ;

– les **moyens** utilisés pour assurer un **réglage du débit** lorsque la pompe doit assurer un débit variable ;

– la **charge à l'aspiration** de la pompe au point nominal, qui sera généralement chiffrée par le **NPSH disponible**, $(NHSH)_D$ ([BM 4 313] et [BM 4 314]) : l'évolution de ce $(NPSH)_D$ avec le débit, dans toute la zone d'opération et, en particulier, à droite du point nominal, si des fonctionnements en surdébit sont prévus ;

– des informations sur les moyens d'entraînement ou sur la vitesse de rotation, si celle-ci est imposée ; des informations sur la fréquence du réseau, si la vitesse n'est pas imposée et si l'entraînement est électrique ;

– des informations **qualitatives** importantes : par exemple, si le fonctionnement est continu ou intermittent, si l'on souhaite une valeur élevée du rendement de la pompe ; une telle condition exclura d'emblée les pompes de N_{sq} trop faible.

De nombreuses autres informations, que nous ne considérerons pas ici, seront nécessaires au constructeur (fluides chimiquement agressifs, à température élevée, toxiques, etc.).

1.6.2 Choix hors des problèmes de cavitation

Nous supposons que la pompe à choisir, ou à dimensionner, possède une charge à l'aspiration ou un $(NPSH)_D$ tel que la cavitation n'intervienne pas comme contrainte de dimensionnement. Nous verrons (§ 1.6.3) comment la cavitation peut modifier, éventuellement, les choix que nous aurons faits.

Nous traiterons trois exemples choisis volontairement dans trois domaines différents.

1.6.2.1 Premier exemple

Soit à déterminer une pompe, dont la **vitesse de rotation n'est pas imposée**, mais dont l'entraînement se fera par un moteur asynchrone utilisant un réseau à 50 Hz. Le fluide véhiculé est de l'eau froide, la hauteur d'élévation $H = 60$ m, le débit $Q = 0{,}36$ m^3/s.

Pour chaque vitesse N de rotation possible (tableau **1**), on peut déterminer le coefficient N_{sq} à partir de la relation (6), puis R_s à partir de la figure **7**, puis le rayon de la roue R_2 à partir de l'expression (7), puis le rendement hydraulique η_H et le rendement global approché η_g à partir de la figure **11**, enfin la puissance absorbée $P_a = \rho g Q H / \eta_g$.

On voit, à l'examen du tableau **1** que les solutions C, D, E, correspondant aux trois vitesses les plus lentes, sont à éliminer par suite de la puissance importante qu'elles demandent (les valeurs de N_{sq} sont plutôt faibles). On constate entre la pompe la plus rapide (A) et la plus lente (E) un écart de 78 kW, entraînant pour un fonctionnement continu, une surconsommation de 0,68 MWh par an, ce qui est considérable.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

Tableau 1 – Choix d'une pompe dont la vitesse de rotation n'est pas imposée

Caractéristique	Solution				
	A	B	C	D	E
Hors cavitation					
N (tr/min)	2 950	1 480	980	735	590
N_{sq}	82,1	41,2	27,3	20,5	16,4
R_s	0,7	1,1	1,55	2	2,45
R_2 (m)	0,15	0,237	0,335	0,43	0,53
η_g	0,89	0,87	0,81	0,74	0,67
P_a (kW)	238	243	261	286	316
Sous cavitation					
S (1)	643	323	214	160	129
S (2)	1 386	695	460	345	277

(1) $(NPSH)_D$ = 5 m.
(2) $(NPSH)_D$ = 1,8 m.

Les solutions C, D, E conduisent non seulement à des surconsommations très importantes, mais aussi à des pompes d'encombrement plus important. La solution E, par exemple, conduit à une roue ayant un diamètre de 1,06 m contre 0,3 m pour la solution A. Si l'on admet que la masse de la pompe varie comme la puissance 2,5 des dimensions, cela signifie que la masse de la pompe D sera 23 fois celle de la pompe A.

Le choix est moins facile entre les solutions A et B. En effet, la différence de puissance au niveau de l'accouplement n'est que de 5 kW et la différence de puissance électrique peut être légèrement atténuée par la différence de rendement du moteur. Une enquête économique devient nécessaire. Des informations complémentaires sont à rechercher, en particulier dans le domaine du bruit où la solution B sera sans doute plus discrète que la solution A. Par contre, son coût sera également plus élevé mais sa durée de vie probablement supérieure.

Nous verrons que le problème change considérable d'orientation lorsque rentre en jeu le NPSH disponible de l'installation, certaines pompes éliminées plus haut deviennent incontournables.

1.6.2.2 Deuxième exemple

Soit à déterminer une pompe dont la vitesse de rotation est imposée et égale à 1 460 tr/min. Le fluide véhiculé est de l'eau froide, la hauteur d'élévation H = 40 m et le débit Q = 0,012 m^3/s.

On procède comme dans le paragraphe 1.6.2.1 et les résultats sont donnés dans le tableau **2**.

La solution **monocellulaire** est évidemment possible, mais peu favorable : le rendement est médiocre et la roue relativement grande. Une solution multicellulaire est à envisager.

La seule condition qui soit modifiée en variante **trois étages** est la hauteur qui devient H/étage = 13,3 m. L'intérêt de cette solution est évident (tableau **2**) : la puissance est réduite pratiquement de moitié, avec un gain de 5,4 kW et une économie annuelle de 47 MWh. La pompe ne sera pas plus lourde, sera moins encombrante et son niveau de bruit sera inférieur.

Une solution à **quatre ou cinq étages** serait également possible (tableau **2**), avec un nouveau gain de rendement d'environ 4 points. Une étude économique est à faire entre les deux solutions en consultant les données économiques. La figure **12** présente le plan en coupe d'une pompe à quatre étages en série.

Tableau 2 – Choix d'une pompe dont la vitesse de rotation est imposée (N = 1 460 tr/min)

Caractéristique	Solution		
	1 étage	3 étages	4 étages
N_{sq}/étage	10	22,9	28,4
R_s/étage	4,5	1,8	1,5
R_2/étage (m)	0,175	0,100	0,0925
η_g	0,41	0,77	0,81
P_a totale (kW)	11,5	6,1	5,8

1.6.2.3 Troisième exemple

Soit à déterminer une pompe entraînée par un moteur électrique à quatre ou six pôles sur un réseau à 60 Hz. Le fluide véhiculé est de l'eau froide, la hauteur H = 15 m, le débit Q = 0,65 m^3/s.

Les deux vitesses imposées sont N = 1 770 et N = 1 175 tr/min qui conduisent respectivement à N_{sq} = 187 et N_{sq} = 124.

Ces deux pompes (la première étant une pompe hélice et la seconde une pompe hélicocentrifuge) semblent toutes les deux convenir. Un choix objectif ne sera possible qu'en sortant du cadre des coefficients de similitude. Pour des conditions d'exploitation standards, la hauteur limite d'une pompe hélice est de 11 m [BM 4 300].

La seule solution possible est celle à 1 175 tr/min qui conduit à une roue de 0,45 m avec, pour la valeur N_{sq} de 124, une certaine latitude dans le choix du diamètre. On peut prévoir un rendement global de 0,88 et une puissance absorbée de 108 kW.

1.6.3 Choix prenant en compte les contraintes de la cavitation

Ce paragraphe traite du choix et de l'évaluation d'une pompe devant fonctionner sans que ses caractéristiques ne soient affectées par la cavitation, ce qui est le cas le plus général proposé par les utilisateurs. Si l'on cherche à satisfaire à des contraintes plus sévères, on pourra utiliser la même procédure que celle que nous allons décrire, mais en utilisant en lieu et place du $(NPSH)_D$ et du plus classique $(NPSH)_{3\%}$, le critère de cavitation spécifique au besoin, par exemple $(NPSH)_F$ pour se mettre à l'abri de la cavitation érosive. On se reportera en particulier aux articles [BM 4 313] et [BM 4 314] qui traitent de la cavitation dans les pompes.

1.6.3.1 Rappels

Nous ne rappellerons ici que le strict minimum.

Le **coefficient de vitesse spécifique d'aspiration** S, appelé aussi **coefficient de cavitation** joue, dans le domaine de la cavitation, un rôle comparable à N_{sq}. Ce coefficient de similitude est défini par la relation :

$$S = N \frac{Q^{1/2}}{[(NPSH)_{req}]^{3/4}} \qquad \textbf{(10)}$$

Comme nous l'avons indiqué, dans l'expression (10), le (NPSH) requis $[(NPSH)_{req}]$ peut correspondre à n'importe quel critère de cavitation ; mais ordinairement, si S n'est suivi d'aucun indice ou d'aucune mention, il est exprimé en fonction du $(NPSH)_{3\%}$.

Au point de rendement optimal, $150 < S < 200$ représente une qualité relativement standard.

S = 300 représente une valeur réalisable sur une roue aspiratrice, sans avoir à recourir à l'usage d'un inducteur. On l'obtient en concevant un œillard élargi, tant en section méridienne qu'en

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

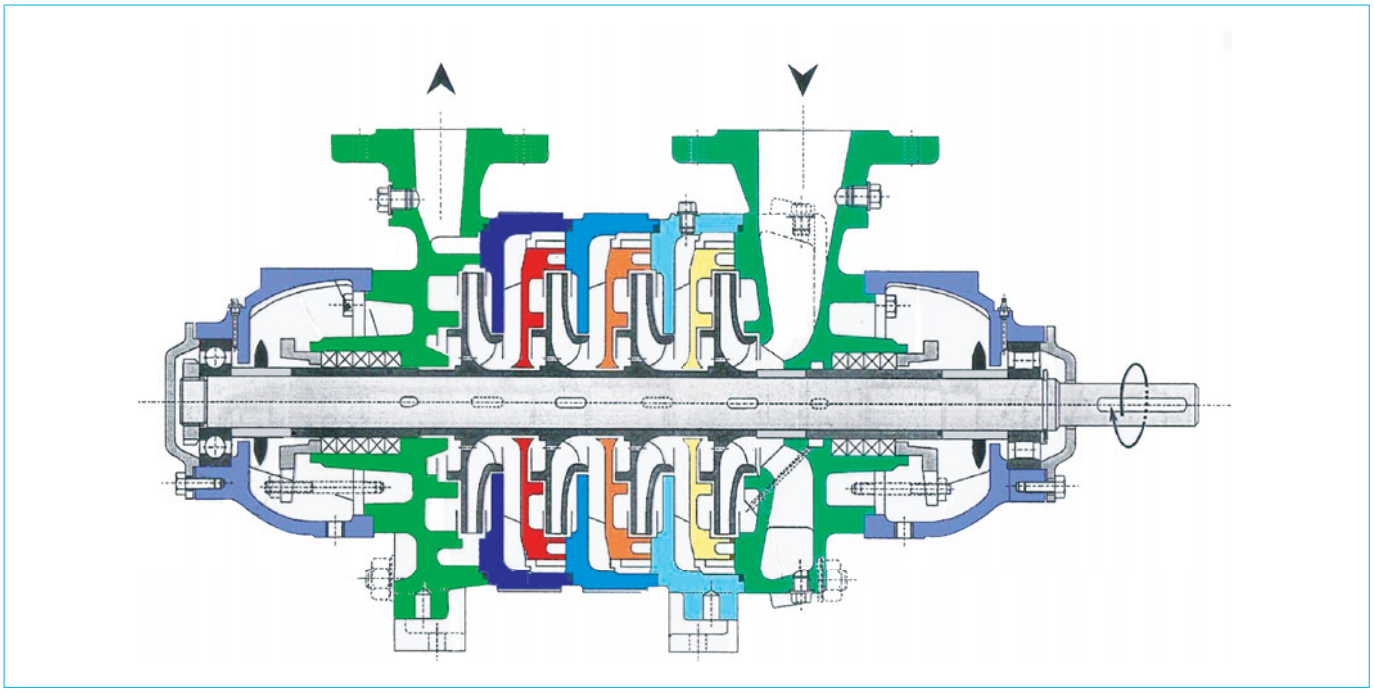


Figure 12 – Plan en coupe d'une pompe multicellulaire à quatre étages (doc. SIHI)

section de passage utile, calculé pour un débit plus grand que le débit nominal. Un tel dessin permet une amélioration importante du $(NPSH)_{3\%}$ qui se traduit favorablement sur la valeur de S, mais dont l'effet est presque toujours négatif sur la cavitation érosive et la stabilité en débit partiel.

Les roues aspiratrices conduisent à une apparition précoce des recirculations à l'entrée de la roue et à des conditions de fonctionnement plus délicates à débit réduit. Nous essayerons dans ce qui suit de tenir compte de ces différents aspects souvent difficiles à chiffrer et donc surtout qualitatifs.

Nous exposerons comment opérer le choix d'une pompe soumise à des conditions de cavitation limitatives en traitant deux exemples.

1.6.3.2 Choix du NPSH requis

Il n'est pas possible de traiter du choix et de l'évaluation d'une pompe sans aborder le problème de la marge à imposer entre NPSH disponible $(NPSH)_D$ et NPSH requis.

Il est déconseillé d'introduire la notion de marge sur la hauteur ou le débit d'une pompe, cela afin d'éviter un surdimensionnement, un surcoût, une surconsommation d'énergie et le besoin d'un laminage ou d'un by-pass qui sont générateurs de bruit.

Dans le domaine de la cavitation, cette marge dépend du critère de NPSH que l'on a retenu. Il n'est pas nécessaire de prendre de marge si l'on considère le $(NPSH)_D$. Le seul critère, toutefois, pour lequel on dispose d'informations expérimentales et statistiques en grand nombre et d'origines diverses est le $(NPSH)_{3\%}$, qui est aussi le plus utilisé. Pour faire le choix d'une pompe, sans faire le choix préalable d'un constructeur, il convient donc de prendre pour référence le $(NPSH)_{3\%}$. Ce NPSH ne marque pas le seuil d'apparition du phénomène cavitant, mais une étape intermédiaire dans un processus dont le développement est déjà très avancé, puisqu'il conduit à une perte de 3 % sur la hauteur de la pompe.

Ne pas prendre de marge nécessiterait de concevoir la pompe avec une hauteur supérieure de 3 % au besoin. Pour ne pas avoir à surdimensionner la pompe, la marge doit correspondre au moins à l'écart qui sépare $(NPSH)_D$ de $(NPSH)_{3\%}$, au point nominal et pour tous les débits situés à droite du point nominal, où la caractéristique $H(Q)$ chute naturellement.

Le rapport $(NPSH)_D/(NPSH)_{3\%}$ dépend du type de pompe considéré et de son dessin. En l'absence de données spécifiques concernant la pompe à utiliser, on admet :

$$(NPSH)_D = 1{,}3\ (NPSH)_{3\%}$$

c'est-à-dire une marge de 30 %. C'est sur cette base que sont donnés les exemples qui suivent.

1.6.3.3 Exemples

Reprenons l'exemple du paragraphe 1.6.2.1, en précisant :

$$(NPSH)_D = 5\ \text{m}$$

Pour respecter la marge de 30 %, il convient de choisir une pompe avec :

$$(NPSH)_{3\%}\ \text{requis} \leqslant 3{,}85\ \text{m}$$

Le tableau **1** reste valable, mais il doit être complété par la valeur de la vitesse spécifique d'aspiration S.

La solution A est pratiquement irréalisable en production industrielle et la solution B n'est réalisable en roue simple qu'avec l'assistance d'un inducteur. La solution C est réalisable facilement, en prévoyant une roue aspiratrice d'un dessin aisé et ne présentant pas de risque d'instabilité exagéré à débit partiel. Les solutions D et E sont réalisables avec un œillard standard.

La solution C apparaît donc comme satisfaisante, mais il existe une autre solution qui consiste à réaliser la pompe B dans une version à roue double (figure **13**) ; dans ce cas :

$$Q/\text{ouïe} = 0{,}18\ \text{m}^3/\text{s et } S = 228$$

Les deux pompes ont alors sensiblement le même S et elles auront la même aptitude à fonctionner à débit partiel si cela est nécessaire. La **solution B *roue double*** permet en outre d'obtenir

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

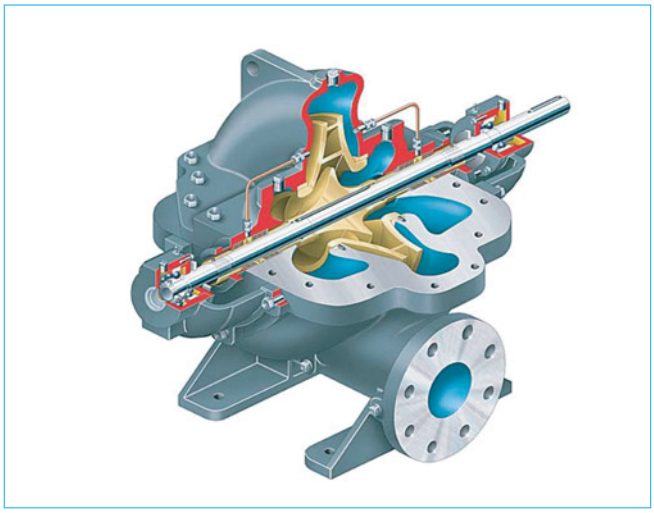


Figure 13 – Pompe centrifuge à roue double aspiration (doc. SIHI)

un très bon rendement de l'ordre de 0,89. Cependant, sa complexité de réalisation et son coût élevé réservent cette solution aux cas exceptionnels (grande puissance en général), c'est cependant ici le **meilleur choix** potentiel, grâce à des dimensions plus réduites et la qualité de son rendement.

La pompe A ne permet pas une réalisation en roue double, en effet, on aurait encore $S = 455$, malgré la réduction par deux du débit par ouïe.

■ Reprenons l'**exemple** du paragraphe 1.6.2.1, mais avec :

$$(\text{NPSH})_D = 1{,}8 \text{ m}$$

qui ne peut être amélioré que par une modification lourde du génie civil.

Pour satisfaire à la marge nécessaire de 30 %, il faut respecter :

$$(\text{NPSH})_{3\%} \text{ requis} \leqslant 1{,}38 \text{ m}$$

avec des nouvelles valeurs de S correspondantes (tableau **1**).

Dans ces conditions, les pompes A, B, C ne sont pas réalisables, même avec une roue double. La solution D est réalisable avec une roue double, la solution E est réalisable avec une roue simple.

Il existe une autre solution qui consiste à relever le $(\text{NPSH})_{\text{disp}}$ au moyen d'une pompe de gavage. Il sera alors possible de revenir aux solutions A ou B avec le gain de puissance considérable qu'elles permettent.

En prévoyant une pompe de gavage fournissant une hauteur de 7 m, le NPSH disponible de la pompe principale passe à 1,8 + 7 = 8,8 m conduisant à :

$$(\text{NPSH})_{3\%} \text{ requis} = 8{,}8 / 1{,}3 = 6{,}77 \text{ m}$$

La valeur de S des solutions A et B, pour une réalisation en roue simple, devient ainsi respectivement 421 et 211.

La pompe A est réalisable avec une roue double et $S/\text{ouïe} = 421/\sqrt{2} = 298$. La pompe B est directement réalisable en version roue simple. Une étude économique permettra de choisir entre A et B.

La pompe de gavage sera réalisée à 735 tr/min, avec une roue double, N_{sq}/roue = 72, $D = 0{,}38$ m, $\eta_g \approx 0{,}89$ et S/ouïe = 244.

Il convient, maintenant que la solution a été définie au point nominal, de procéder à un examen des conditions de fonctionnement pour tous les débits appartenant au domaine d'opération de la pompe et, éventuellement, de faire des *retouches* au dimensionnement de celle-ci.

1.7 Écarts par rapport aux lois de similitude

Les écarts que l'on peut observer sont dus aux effets d'échelles, à l'influence de la vitesse de rotation, de la rugosité des parois et de la viscosité du fluide.

1.7.1 Généralités

Les lois de similitude ne sont valables que si les coefficients de frottement internes ne sont pas modifiés lorsque l'on change la vitesse de rotation, la taille de la pompe ou la viscosité du fluide. Nous savons que les coefficients de frottement sont liés à ces trois variables, qui ne sont pas indépendantes. Il est possible de les regrouper sous la forme d'une variable unique, sans dimension, qui est le nombre de Reynolds :

$$Re = U\mathcal{D}/\nu$$

avec U et $\mathcal{D}$ vitesse et dimension géométrique caractéristique choisies pour être représentatives de l'écoulement et ν viscosité cinématique.

Pour les pompes, on retiendra généralement comme paramètres la vitesse d'entraînement U_2 et le rayon extérieur de la roue R_2. On aura ainsi :

$$Re = \omega R_2^2/\nu \qquad \textbf{(11)}$$

On sait aussi que les coefficients de pertes de charge (4 fois les coefficients de frottement f) sont influencés par la rugosité relative Ru et que Re et Ru ne sont pas des variables indépendantes. Si l'on se réfère aux résultats obtenus dans les conduites (figure **14**), la valeur des pertes par frottement $P_f = f(Re, Ru)$ ne peut pas être décomposée en $P_f = g_1(Re) + g_2(Ru)$.

L'objet du paragraphe 1.7 est de voir comment il est possible de prévoir l'influence de ces différents paramètres sur les pertes et sur le rendement d'une pompe et, par effet secondaire, sur la hauteur fournie par la pompe. On peut s'attendre, dès maintenant, à ce que les corrections à apporter aux lois de similitude ne soient pas très importantes pour deux raisons :

– d'une part, les pertes dans une turbomachine ne sont que partiellement des pertes par frottement visqueux ;

– d'autre part, il faut des déplacements importants de Re et de Ru pour modifier de façon significative la valeur des coefficients de frottement.

On notera, de plus, que les pertes mécaniques ne suivent aucune des lois dont nous venons de parler. Lorsque ces pertes ont une valeur relative non négligeable, elles doivent être traitées séparément [BM 4 302]. Il en va de même des pertes par fuite, dans le cas général où les jeux relatifs ne sont pas indépendants de la taille de la pompe et sont plus grands en valeur relative sur les petites machines que sur les grandes. Lorsque l'on considère des changements d'échelle de grande importance, il convient de traiter ces pertes séparément [BM 4 302].

1.7.2 Formules de correction globale

Il a été proposé un grand nombre de formules de correction globale permettant de chiffrer l'influence de l'effet d'échelle, de la vitesse de rotation et de la viscosité. Ces formules ne tiennent pas compte du N_{sq} de la machine, de sa géométrie particulière, de la rugosité de la pompe de référence et de celle de la pompe transposée. Elles ne

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

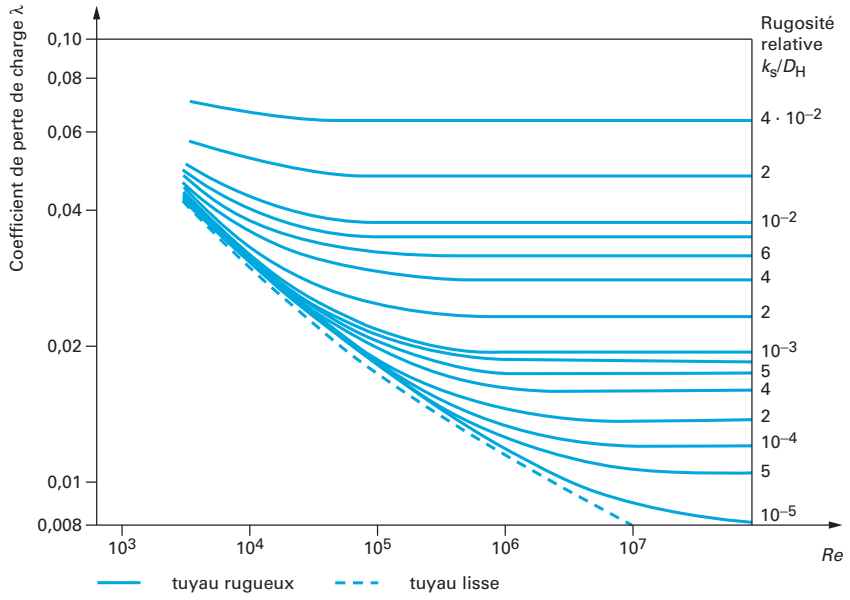


Figure 14 – Coefficient de perte de charge dans les conduites en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative

tiennent compte que de façon implicite de l'influence des jeux et ne traitent pas séparément les pertes mécaniques.

Ces formules ont par contre été confrontées avec l'expérience dans des domaines d'usages particuliers. Malgré cela, elles conduisent à des résultats assez dispersés (§ 1.7.3). Elles offrent cependant l'avantage d'être d'un emploi simple. Nous ne citerons que les plus représentatives :

– Ackeret a proposé l'expression (12) qui suppose que la moitié des pertes est constituée par les pertes visqueuses ;

– Canaan a proposé l'expression (13), où l'on admet comme précédemment que la moitié des pertes seulement dépend du nombre de Reynolds ;

– Pfleiderer a proposé l'expression (14) qui est, sans doute, la plus utilisée ;

Nota : les expressions (12) et (13) ne sont pas compatibles et la première ignore l'influence de la viscosité. L'expression (14) suppose, au contraire des précédentes, que la totalité des pertes est dépendante du nombre de Reynolds.

– Rutschi a proposé une expression (15) purement empirique basée sur des essais systématiques de pompes monocellulaires véhiculant de l'eau à la température ordinaire. Dans (15), d représente le diamètre extérieur de l'œillard exprimé en centimètres. Cette expression ne prend en compte ni l'influence de la viscosité, ni l'influence de la vitesse ;

– Pantell a proposé l'expression (16), avec une correspondance entre K et D donnée par :

D (mm)	100	150	200	250	300	350
K	20	5	2	1,2	1,02	1

– Karassik donne pour une même pompe essayée dans des conditions de vitesses différentes et des fluides de viscosités différentes l'expression (17).

Tableau 3 – Formules de correction globale

Équation		1er ex.		2e ex.
		η	H (1) (m)	η
$\frac{1-\eta}{1-\eta_0}=\frac{1}{2}+\frac{1}{2}\left(\frac{D_0}{D}\right)^{0,20}\left(\frac{H_0}{H}\right)^{0,10}$	**(12)**	0,826	170,5	
$\frac{1-\eta}{1-\eta_0}=\frac{1}{2}+\frac{1}{2}\left(\frac{Re_0}{Re}\right)^{0,25}$	**(13)**	0,831	171,6	0,711
$\frac{1-\eta}{1-\eta_0}=\left(\frac{Re_0}{Re}\right)^{0,10}\left(\frac{D_0}{D}\right)^{0,05}$	**(14)**	0,835	172,5	0,733
$\frac{\eta}{\eta_0}=\left(1-\frac{3,15}{d^{1,6}}\right)\Big/\left(1-\frac{3,15}{d_0^{1,6}}\right)$	**(15)**			
$\frac{(1/\eta)-1}{(1/\eta_0)-1}=\frac{K D_0}{K_0 D}$	**(16)**			
$\frac{(1/\eta)-1}{(1/\eta_0)-1}=\left(\frac{N_0}{N}\right)^{0,17}\left(\frac{\nu}{\nu_0}\right)^{0,17}$	**(17)**			0,718

(1) Hauteur admise proportionnelle à $U_2^2\eta$.
L'indice « 0 » correspond à la valeur de fonctionnement de référence (voir développement ci-dessous).

1.7.3 Exemples de correction globale

Dans le tableau **3**, deux exemples nous permettent de voir les dispersions existant entre différentes formules.

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

1.7.3.1 Premier exemple

Pour vérifier les performances d'une pompe ayant une roue de $D = 600$ mm et une vitesse de rotation $N = 1\,800$ tr/min, on a construit une maquette (à l'échelle 1/2,5) entraînée par un moteur à courant continu. Essayée en plate-forme à la vitesse de 2 500 tr/min, cette maquette a fourni, au point nominal, une hauteur de 51 m avec un rendement de 0,80. La maquette, comme la pompe, véhicule de l'eau froide.

On remarque que ne sont applicables que les expressions (12), (13) et (14) puisqu'elles sont les seules à faire intervenir simultanément les notions de vitesse et de dimension. La notion de vitesse intervient dans (12) par la relation $H_0/H \approx [D_0 N_0/DN]^2$.

Les valeurs de rendement et de hauteur prédites pour la pompe sont données dans le tableau **3**. On constate une certaine dispersion sur la correction de rendement, puisque celle-ci est de 2,6 points d'après (12) et de 3,5 points selon (14).

1.7.3.2 Deuxième exemple

On a essayé en plate-forme et à sa vitesse de rotation normale une pompe de faibles dimensions avec de l'eau froide dont la viscosité $\nu = 10^{-6}$ m^2/s. Le rendement optimal mesuré était de 0,78. On cherche à obtenir le rendement de cette pompe, avec un fluide de viscosité $7 \cdot 10^{-6}$ m^2/s.

On remarque d'abord que seules les formules (13), (14) et (17) sont applicables, les autres expressions ne prenant pas en compte l'influence de la viscosité.

Les valeurs de rendement prédites pour la pompe, dans ses conditions d'exploitation normales, sont données tableau **3**. On constate, comme précédemment, une dispersion au niveau des corrections, puisqu'elles varient de – 4,7 points pour (14) à – 6,9 points pour (13).

Il convient donc d'être très prudent dans l'usage des formules de correction globale.

1.7.4 Analyse prenant en compte la rugosité et la géométrie de la pompe

1.7.4.1 Méthode

Dans la méthode qui va être exposée, on se réfère directement aux courbes de pertes dans les conduites rugueuses (figure **14**) qui donnent le coefficient de pertes de charge en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative. L'analyse est basée sur le fait que, dans un canal de turbomachine centrifuge, la vitesse relative moyenne n'est pas très différente de $U_2/2$ et que le diamètre hydraulique moyen D_H, entre l'entrée du canal et sa sortie évolue peu, statistiquement, de 2 b_2 (b_2 étant la largeur de passage du fluide à la sortie de la roue).

Dans ces conditions, le nombre de Reynolds, qui représente l'écoulement dans la roue dans les meilleures conditions, n'est pas basé sur U_2 et R_2 [cf. relation (11)], mais s'exprime par :

$$Re = \frac{(U_2/2)(2b_2)}{\nu} = \frac{U_2 b_2}{\nu} \qquad (18)$$

Pour faire intervenir le terme de rugosité relative, il convient d'établir une correspondance objective entre les conditions des essais (grains de sable de rugosité k_s) ayant conduit à la figure **14** et la rugosité absolue R_a mesurée dans un canal de roue. Différentes études ont montré qu'il existe entre k_s et R_a un rapport typiquement compris entre 1,5 et 2,4, ce qui conduit à l'approximation $k_s = 2\,R_a$.

La rugosité relative peut donc s'écrire :

$$R_r = \frac{k_s}{D_H} = \frac{2\,R_a}{2\,b_2} = \frac{R_a}{b_2} \qquad (19)$$

La formule de correction est :

$$\frac{1-\eta}{1-\eta_0} = \frac{0{,}3\,\lambda_{as} + 0{,}7\,\lambda}{0{,}3\,\lambda_{as} + 0{,}7\,\lambda_0} \qquad (20)$$

Le rendement η_0 et le coefficient de perte de charge λ_0 correspondent à un fonctionnement de référence de la pompe, par exemple à vitesse réduite pour être compatible avec les moyens d'entraînement de la plate-forme (ou en eau) alors que le fluide de travail a une viscosité très différente. Le rendement η et le coefficient de perte de charge λ correspondent à un fonctionnement transposé dans d'autres conditions de vitesse et de viscosité.

λ_{as} correspond au coefficient de perte de charge qui ne dépend plus du nombre de Reynolds. Pour une rugosité donnée, c'est la valeur que l'on atteint asymptotiquement quand Re tend vers l'infini.

Les valeurs de λ et λ_{as} peuvent être lues sur la figure **14**, ou estimées à partir de la formule de Colebrook :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1{,}74 - 2\,\lg\left[2\,R_r + \frac{18{,}7}{Re\sqrt{\lambda}}\right]$$

Nota : le fondement de cette méthode peut évidemment être critiqué, puisque l'écoulement dans un canal de roue de pompe est assez éloigné de l'écoulement établi que l'on rencontre dans une conduite circulaire. Cependant, la méthode de transposition, matérialisée par la formule (20), a pu être vérifiée sur un grand nombre de cas et s'est avérée fournir des valeurs de correction particulièrement satisfaisantes.

1.7.4.2 Exemple

Nous reprenons l'exemple du paragraphe 1.7.3.2 en précisant que, pour la pompe, $U_2 = 28$ m/s, $b_2 = 9$ mm et que $R_a = 15$ µm. Les pertes mécaniques sont, en outre, négligeables.

Durant les essais de plate-forme en eau, on a, d'après (18) :

$$Re_0 = 28 \times 0{,}009/10^{-6} = 2{,}52 \times 10^5$$

et dans les conditions d'exploitation normales :

$$Re = 3{,}6 \times 10^4$$

La **rugosité** relative [relation (19)] est $R_r = 0{,}015/9 = 1{,}67 \times 10^{-3}$.

À partir des valeurs précédentes, on déduit $\lambda_{as} = 0{,}022$; $\lambda_0 = 0{,}0225$; $\lambda = 0{,}027$ (figure **14** ou formule de Colebrook).

En introduisant ces valeurs dans (19), on obtient la valeur du rendement prévisible avec le fluide de procédé $\eta = 0{,}749$, soit une correction sur le rendement ($\eta_0 = 0{,}78$) de – 3,1 points.

Si la **pompe** avait été parfaitement **polie**, et de rugosité négligeable, on aurait trouvé $\eta = 0{,}67$, montrant ainsi une très grande influence de la rugosité sur le terme correctif.

Si la rugosité de la pompe avait été 10 fois plus grande, les coefficients de frottement seraient restés dans la zone où ils ne dépendent plus de Re, et l'on aurait trouvé une influence nulle de la viscosité, c'est-à-dire le même rendement en eau qu'avec le fluide de procédé.

Nota : avec une telle rugosité, le rendement de référence de la pompe essayée en eau aurait été largement inférieur à 0,78.

1.7.5 Correctifs dans le cas de fluides très visqueux

Un certain nombre de lois empiriques, résultant de la corrélation entre de nombreux essais, ont été publiées. Elles se trouvent résumées par les courbes de la figure **15**.

Elles donnent en fonction de la viscosité cinématique ν du liquide pompé la valeur de trois facteurs correctifs concernant :

– le débit $k_Q = Q_2/Q_1$;
– la hauteur $k_H = H_2/H_1$;
– le rendement $k_\eta = \eta_2/\eta_1$;

l'indice 1 désignant le fonctionnement en eau froide et l'indice 2 en fluide visqueux.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

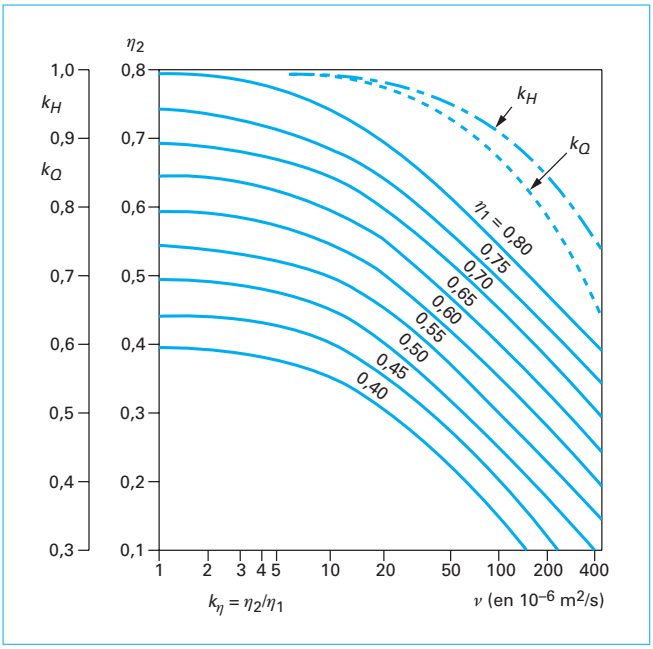


Figure 15 – Pompage de liquides visqueux : coefficients de correction des performances (revue Plant Engineering)

Reprenons, à l'aide de la figure **15**, l'exemple des paragraphes 1.7.3.2 et 1.7.4.2.

Pour la viscosité $\nu = 7 \times 10^{-6}$ m^2/s, il n'y a pas de correction sur la hauteur et le débit et seulement une correction de – 3,2 points sur le rendement. Cette valeur n'est pas très éloignée de la correction de – 3,1 points du paragraphe 1.7.4.2.

Lorsque l'on dispose d'informations spécifiques à la pompe (rugosité, dimensions, vitesse), il est préférable de calculer la correction par la méthode du paragraphe 1.7.4, les informations de la figure **15** offrant cependant une possibilité de *recoupement*.

2. Conception et calcul d'une pompe centrifuge

2.1 Présentation

Le dimensionnement des pompes centrifuges et hélicocentrifuges conserve encore aujourd'hui un caractère très empirique car il reste basé sur un grand nombre de règles d'origine expérimentale et statistique. Cet état de fait est tout à fait logique puisqu'en dehors des dimensions géométriques principales, un très grand nombre de paramètres de second ordre (une vingtaine) sont à fixer pour définir la géométrie complète de la roue et de son environnement immédiat. Ces choix multiples, souvent arbitraires, peuvent être guidés par diverses considérations telles que : régularité de l'écoulement, encombrement réduit, optimisation des performances (rendement, NPSH, bruit et vibrations), stabilité des caractéristiques, etc.

La conception des machines où s'accomplissent d'importants échanges d'énergie mécanique, thermique ou hydraulique, s'effectue suivant diverses étapes allant du prédimensionnement mécanique et hydraulique, jusqu'à l'analyse fine des écoulements internes (figure **16**).
grille fixe appelée stator ou redresseur. Elles sont destinées aux

Les différentes étapes

En simplifiant, on peut définir les étapes suivantes, correspondant à l'organigramme décrit sur la figure **16** :

1 – **Le cahier des charges** définit les performances globales attendues : pression et débit générés, NPSH, rendement global attendu, encombrement général. Nature des fluides et environnement de la machine sont également définis.

2 – **Le savoir-faire** permet de retenir arbitrairement la vitesse de rotation, le nombre d'étages, le type d'impulseur, le type d'aubages...

3 – **Le calcul d'avant-projet** définit, grâce à un modèle sommaire d'écoulement, les champs de vitesse, pression et température... donnant accès aux principaux efforts en présence.

4 – **Prédimensionnement mécanique** : à partir de cette étape, on détermine la position et le type de paliers, les dispositifs d'équilibrage, l'épaisseur des carters, le diamètre de l'arbre et ses différentes vitesses critiques, les dispositifs d'étanchéité...

En cas d'incompatibilité de ces résultats avec les choix précédents, on recommence à l'étape 2 ou à l'étape 3 avec des modèles de plus en plus fins concernant l'analyse des écoulements (logiciels de CFD) et le calcul des contraintes et déformations des lignes d'arbres et des pièces principales.

La démarche est supposée aboutie lorsque les performances calculées par divers logiciels de CFD ou autres, confirment que les résultats attendus sont atteints (voir les caractéristiques en bas de la figure **16** : hauteur, rendement, NPSH en fonction du débit).

Dans cette démarche, les choix sont généralement effectués en ayant pour objectif principal l'optimisation de la machine, à savoir :

– **encombrement réduit** ;
– **bon rendement** : jeux de fonctionnement réduits, qualité des états de surface, paliers et butées adaptés, etc. ;
– **coût acceptable** grâce à un choix judicieux des matériaux et procédés d'obtention ;
– **maintenance aisée** facilitant le contrôle, le démontage et le remplacement des pièces les plus sollicitées.

Nous proposons dans ce paragraphe une méthodologie d'avant-projet de prédimensionnement et d'analyse des performances des machines de compression centrifuges et hélicocentrifuges équipées de volutes ou de diffuseurs.

La démarche présentée se veut aussi proche que possible de celle utilisée par les constructeurs de pompes.

Définitions et classification

Les pompes rotodynamiques sont des machines assurant la transformation, à l'aide d'un mouvement de rotation continu, de l'énergie mécanique en énergie fluide. On peut proposer une première classification des pompes en fonction des éléments suivants :

a) les propriétés du fluide véhiculé : eau claire, liquides corrosifs, liquides chargés abrasifs, mélanges diphasiques liquide-gaz, mélanges fibreux...

b) le mode d'utilisation : horizontale, verticale, immergée, submersible...

c) la forme du champ de courant et **le type de roue** : on distingue en particulier (voir figure **5**) :

– les machines **centrifuges** à écoulement essentiellement radial dans la roue : grille d'aubes annulaire dont l'arête d'entrée est parallèle ou oblique par rapport à l'axe de rotation (ou de symétrie) tandis que l'arête de sortie est, elle, parallèle. Ces machines conviennent pour des débits modérés et de fortes pressions ;

– les machines **hélicocentrifuges** à écoulement oblique ou mixte. La roue est composée d'une grille tridimensionnelle, dont les arêtes d'entrée et de sortie sont obliques par rapport à l'axe : les pompes de ce type sont pourvues d'une volute ou d'un redresseur à ailettes ;

– les machines **hélices** à écoulement axial dont la roue est constituée d'une grille d'aubes circulaire tournante suivie d'une grands débits engendrés en basse pression.

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

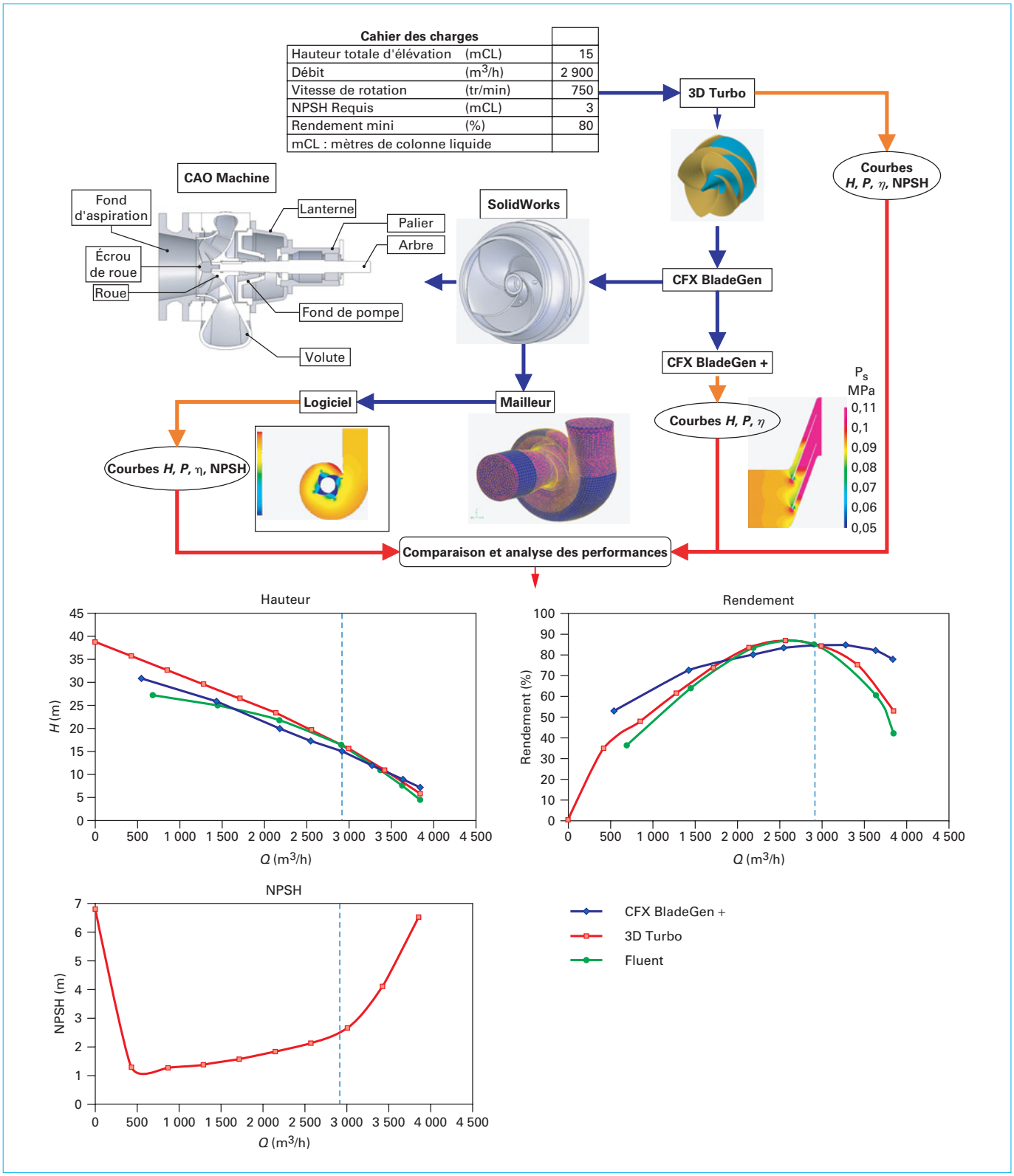


Figure 16 – Démarche générale de conception d'une pompe centrifuge

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

Chacune de ces particularités correspond à des réalisations pratiques très variées, conférant à ces machines des formes, des encombrements et des niveaux technologiques très contrastés.

Une autre classification quantitative est également introduite à partir de la **vitesse angulaire spécifique** Ω : nombre adimensionnel issu des modèles de la similitude des turbomachines. Intimement lié à la forme de la roue (figure **5**), il s'exprime en fonction des performances au point nominal de la machine (débit et hauteur correspondant au rendement maximal) :

$$\Omega = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \qquad (21)$$

On définit aussi la **vitesse spécifique** N_{sq}, nombre pratique ayant une valeur d'usage :

$$N_{sq} = N \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \qquad (22)$$

avec N (tr/min) vitesse de rotation,

Q (m^3/s) débit-volume,

H (m) hauteur d'élévation de fluide,

g (m/s^2) accélération due à la pesanteur,

ω (rad/s) vitesse angulaire.

On remarque que la vitesse spécifique augmente avec le débit et décroît avec l'augmentation de la hauteur d'élévation. Les faibles vitesses spécifiques caractériseront donc les machines centrifuges et les grandes vitesses spécifiques les machines axiales.

2.2 Prédimensionnement de la roue

Dans ce paragraphe, nous présentons le problème inverse, à savoir l'ensemble des relations ou des choix arbitraires permettant, à partir du cahier des charges donné (hauteur H, débit Q, vitesse de rotation N), de définir les principaux paramètres géométriques de la roue (figure **17**), à savoir :

– **entrée d'aubage** : angle β_{10}, rayon à la ligne moyenne R_1, largeur b_1, nombre d'aubes Z ;

– **sortie d'aubage** : angle $\beta_{2\infty}$, rayon de sortie R_2, largeur b_2, épaisseur d'aubes e_2 ;

– **bride d'aspiration** : rayon R_0.

2.2.1 Établissement du triangle des vitesses à l'entrée de la roue

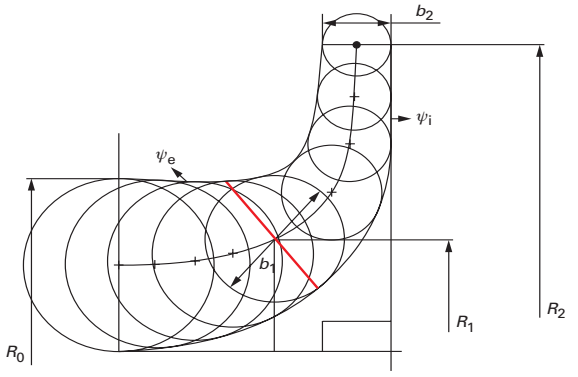
Débit interne dans la roue

La roue n'étant pas encore dessinée, il est difficile de calculer directement la valeur des fuites internes [BM 4 302]. On cherche donc une valeur approchée.

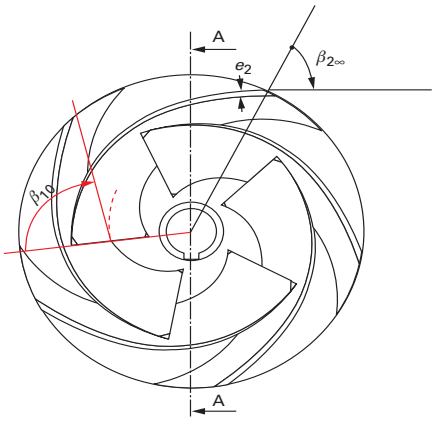
On sait que l'écart qui sépare le rendement global du rendement hydraulique est constitué par les pertes dues aux fuites internes et aux pertes mécaniques ; statistiquement et en moyenne, ces pertes ont un poids sensiblement équivalent.

En général, on observe au point nominal $(\eta_H - \eta_g) = 5$ à 9 % suivant la taille de la pompe.

L'angle d'entrée d'aubage β_{10} (cet angle n'est pas en vraie grandeur sur la figure **17*b***) est généralement choisi arbitrairement entre 60 et 75°, il représente l'angle formé entre le plan méridien et la tangente à la ligne moyenne de l'aube (centre des cercles osculateurs formant les flasques avant et arrière de la roue : figure **17*a***).



(a) vue méridienne (coupe A-A)



$\beta_{2\infty}$: angle d'aubage en sortie

(b) vue de face

Figure 17 – Principaux paramètres géométriques définissant la roue

En se plaçant sur cette ligne moyenne et en supposant que le fluide n'est soumis à aucune prérotation à l'entrée de la roue, la propriété du triangle des vitesses permet d'écrire :

$$\tan \beta_1 = \frac{U_1}{C_1} \qquad (23)$$

avec $U_1 = \omega R_1$

C_1 vitesse absolue égale à la vitesse débitante C_{r1}.

L'équation de continuité permet d'écrire au régime d'adaptation où le fluide présente le même angle d'entrée que l'angle d'aubage (point nominal) :

$$\tan \beta_1 = \tan \beta_{10}$$
$$C_1 = \frac{Q}{S_1} \qquad (24)$$

avec S_1 la section d'entrée d'aubage définie par :

$$S_1 = 2\pi R_1 b_1 \qquad (25)$$

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

On démontre, sur la base de développements théoriques, que la section d'entrée des pompes de bonne capacité d'aspiration (bien dimensionnées vis-à-vis de la cavitation) peut se déterminer à partir d'un rayon optimal R_{opt} :

$$S_1 = S_{1opt} = \pi R_{opt}^2$$

avec :

$$R_{opt} = 2{,}25 \sqrt[3]{\frac{Q}{N}} \qquad \textbf{(26)}$$

on obtient ainsi, d'après (23), (24) et (26) les autres paramètres géométriques de l'entrée d'aubage :

$$R_1 = \frac{Q \tan \beta_{10}}{\pi \omega R_{opt}^2} \qquad \textbf{(27)}$$

et, d'après (25) :

$$b_1 = \frac{S_1}{2\pi R_1} \qquad \textbf{(28)}$$

À chaque valeur de l'angle d'entrée d'aubage sur la ligne moyenne β_{10} qui est un paramètre libre, l'entrée de roue est définie par R_1 et b_1. On démontre que les angles allant de 70 à 75° agrandissent l'œillard et favorisent ainsi la tenue à la cavitation, c'est sur ce concept que l'on construit les roues fortement aspiratrices.

À l'aspiration de la pompe, le rayon R_0 de la bride d'entrée est choisi parmi les valeurs normalisées et généralement de surface supérieure à la section S_1 d'entrée d'aubes (figure **17*a***).

2.2.2 Triangles des vitesses à la sortie de la roue

Calcul du rayon extérieur R_2

Le choix du rayon extérieur s'effectue à partir d'une valeur de référence communément utilisée pour la construction des machines de compression. Cette valeur standard qui dépend de la vitesse angulaire spécifique Ω a été introduite par Cordier.

Le diagramme de Cordier est un diagramme statistique issu de résultats expérimentaux sur lequel sont portées les vitesses angulaires spécifiques Ω [relation (21)] de diverses pompes en fonction de leur rayon spécifique Λ [relation (29)] :

$$\Lambda = \frac{R_2 (gH)^{1/4}}{\sqrt{Q}} \qquad \textbf{(29)}$$

Pour chacun des points représentatifs, les courbes d'isorendement permettent de définir la zone de dimensionnement idéal concernant le rendement (figure **8**).

Pour une vitesse spécifique donnée, on définit ainsi le rayon spécifique le mieux adapté puis l'encombrement « idéal » par :

$$R_2 = \frac{\Lambda \sqrt{Q}}{(gH)^{1/4}} \qquad \textbf{(30)}$$

En agrandissant ce rayon, au détriment de l'encombrement, du coût de la machine et du rendement, on obtiendra une caractéristique $H(Q)$ très stable même en débit partiel ainsi qu'une machine de meilleure tenue à la cavitation. Et inversement pour la cavitation et la stabilité si l'on diminue le rayon de la roue.

Choix de l'angle de sortie $\beta_{2\infty}$

Lorsque le fluide pénètre dans la roue sans prérotation, la hauteur théorique est donnée par l'équation d'Euler écrite respectivement pour un nombre fini d'aubages qui sera noté Z et pour un nombre supposé infini :

$$H_{th} = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \quad \text{et} \quad H_{th\infty} = \frac{U_2 C_{u2\infty}}{g} \qquad \textbf{(31)}$$

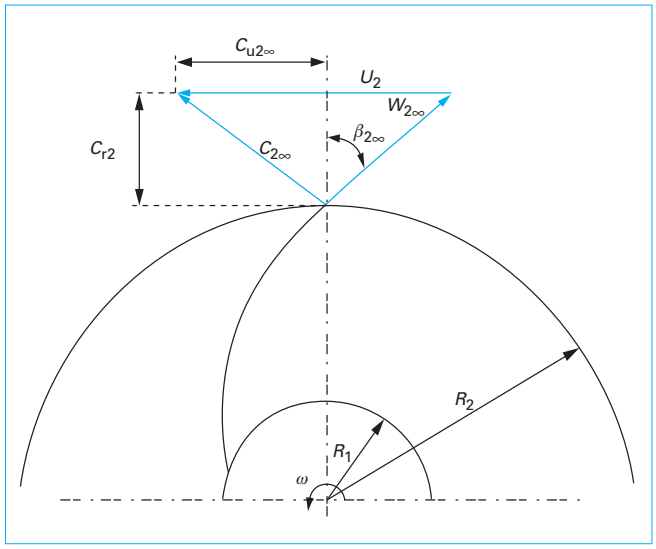


Figure 18 – Triangles de vitesses à la sortie de la roue pour un nombre infini d'aubages

On constate, d'après cette relation, que la hauteur d'élévation théorique d'une machine de compression ne dépend que de la vitesse périphérique U_2 et de la composante giratoire de la vitesse absolue C_{u2}. Le rapport entre U_2 et C_{u2} peut être choisi dans des limites assez larges, il est intimement lié à l'angle de sortie d'aubage $\beta_{2\infty}$ (figure **18**).

Les pompes à liquide sont construites exclusivement avec des aubes couchées vers l'arrière, et notamment des angles $\beta_{2\infty}$ compris entre 60 et 70° (valeur qui sera choisie arbitrairement).

Détermination de la largeur b_2

Le dernier paramètre géométrique définissant la roue, à savoir la largeur de sortie b_2, s'effectue sur la base d'une méthodologie que nous pouvons résumer ainsi :

On estime d'abord le rendement hydraulique η_H de la roue à partir de la formule empirique de Lomakine [relation (32)] au point de rendement maximal ou à partir de la courbe de la figure **11** :

$$\eta_H = 1 - \frac{0{,}42}{[\lg dred - 0{,}172]^2} \qquad \textbf{(32)}$$

où :

$$dred = 4\ 250 \sqrt[3]{\frac{Q}{N}} \qquad \textbf{(33)}$$

avec Q (m^3/s) débit,

N (tr/min) vitesse de rotation.

On en déduit la hauteur théorique et la hauteur théorique infinie (H est donnée par le cahier des charges) :

$$H_{th} = \frac{H}{\eta_H} \qquad \textbf{(34)}$$

$$H_{th\infty} = \frac{H_{th}}{\mu} \qquad \textbf{(35)}$$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

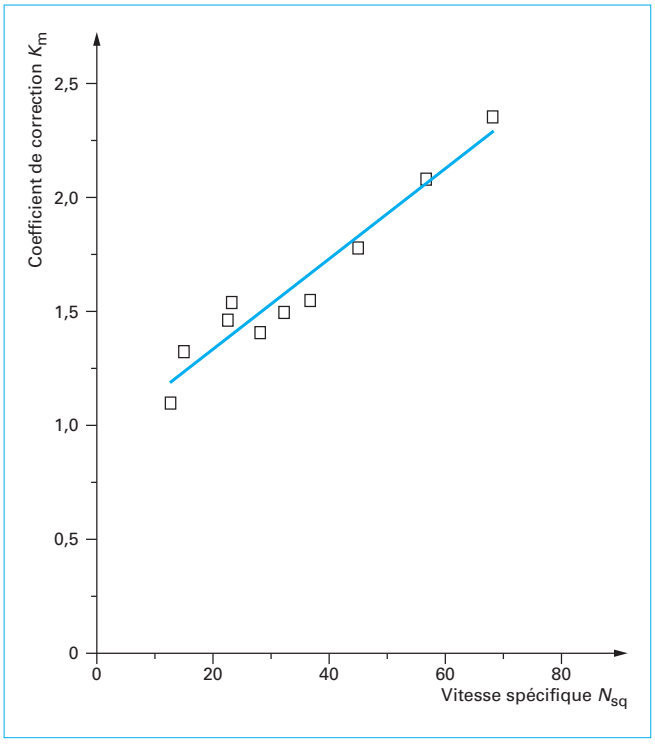


Figure 19 – Évolution du coefficient K_m en fonction de la vitesse spécifique N_{sq}

μ est le facteur de glissement présenté dans l'article [BM 4 302]. On le calcule par la relation suivante issue de la formulation de Pfleiderer :

$$\mu = \frac{1}{1 + \dfrac{K_m \sin \phi}{Z} \dfrac{1 + \cos \beta_{2\infty}}{1 - \left[\dfrac{R_1}{R_2}\right]^2}} \qquad (36)$$

avec ϕ angle de conicité de la ligne moyenne en sortie défini sur la figure **21**.

Cette forme, particulièrement intéressante, donne comme valeur limite 1 lorsque Z tend vers l'infini et pour toutes les machines axiales où ϕ est égal à 0.

Sur la base de résultats concernant plusieurs pompes industrielles, on observe pour le facteur de correction K_m l'allure donnée en figure **19**.

La relation proposée pour le coefficient K_m est la suivante :

avec :

$$K_m = 0{,}02\ N_{sq} + 0{,}94$$
$$0 \leqslant N_{sq} \leqslant 120 \qquad (37)$$
$$60^\circ \leqslant \beta_{1\infty} \text{ et } \beta_{2\infty} \leqslant 75^\circ$$

À l'écart angulaire $\Delta\beta$, observé sur la figure **20**, est associé le coefficient de glissement μ traduisant globalement un défaut de hauteur produite en nombre fini d'aubages.

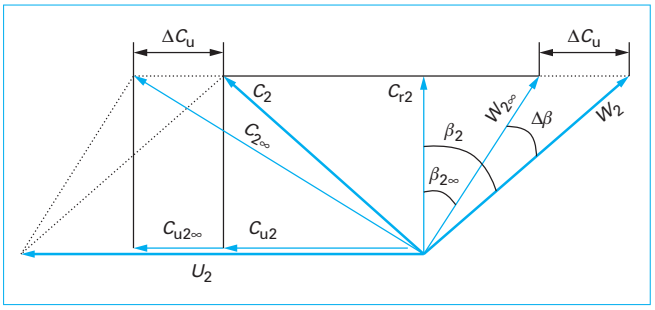


Figure 20 – Influence du glissement sur les triangles des vitesses en sortie de roue

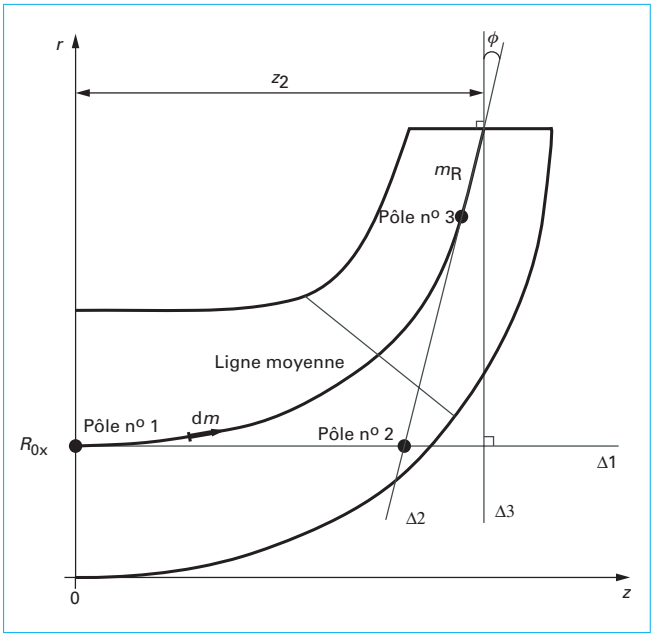


Figure 21 – Définition de la ligne moyenne

La composante giratoire est déduite de $H_{th\infty}$ par la relation d'Euler en nombre infini d'aubages :

$$C_{u2\infty} = \frac{g H_{th\infty}}{U_2} \qquad (38)$$

Les triangles des vitesses en sortie de roue, qui sont rappelés figure **18**, permettent de calculer la vitesse débitante C_{r2} puis la largeur b_2 :

$$C_{r2} = \frac{U_2 - C_{u2\infty}}{\tan \beta_{2\infty}} \qquad (39)$$

$$b_2 = \frac{Q}{2\pi R_2 C_{r2}} \qquad (40)$$

Si le rapport b_2/R_2 n'est pas compatible avec les standards correspondant à la vitesse spécifique, on pourra jouer sur l'angle $\beta_{2\infty}$, le nombre d'aubages Z ou le rayon R_2.

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

2.3 Tracé des aubages et de la vue méridienne

Nous proposons dans ce paragraphe une méthode complète de tracé des aubages équipant les roues centrifuges et hélicocentrifuges. Elle est basée sur la définition des deux projections : la vue méridienne et la vue de face. Ce tracé important et délicat, la plupart du temps abordé de manière succincte, confère à la machine ses qualités d'aspiration, de rendement et de stabilité.

2.3.1 Détermination de la vue méridienne

Les étapes définissant la vue méridienne sont les suivantes :

– **définition de la ligne moyenne du canal méridien ;**
– **discrétisation de cette ligne en un certain nombre de segments ;**
– **adoption d'une loi d'évolution de la surface méridienne ;**
– **définition des enveloppes (flasques avant et arrière).**

Définition de la ligne moyenne

La ligne moyenne de la roue peut être définie par l'association d'une courbe de Bézier à trois pôles et d'une portion droite en sortie (figure **21**). Les trois pôles sont définis de la manière suivante :

– le premier pôle a comme coordonnées $(0, R_{0x})$ avec $R_{0x} = \dfrac{R_0}{2}$ (R_0 est le rayon de la bride d'entrée, cf. figure **17**) pour une roue en porte-à-faux et $R_{0x} = \dfrac{R_0 + R_a}{2}$ pour une roue entre paliers (avec arbre traversant de rayon R_a) ;

– le deuxième pôle est défini par l'intersection des deux droites $\Delta 1$ et $\Delta 2$:

- $\Delta 1$ est la droite parallèle à l'axe de rotation passant par le pôle $(0, R_{0x})$,
- $\Delta 2$ est la droite passant par le point de coordonnées (z_2, R_2) et formant un angle ϕ avec la droite $\Delta 3$,
- $\Delta 3$ est la perpendiculaire à l'arête de sortie b_2 au point de coordonnées (z_2, R_2) ;

– le troisième pôle (z_2, R_2) se trouve sur la droite $\Delta 2$ à une distance m_R du point de coordonnées (z_2, R_2).

Remarques :

- La valeur de m_R dépend de la vitesse spécifique de la machine et diminue avec celle-ci.
- L'angle ϕ est un paramètre libre qualifié d'angle de conicité. Le choix adéquat de ce paramètre permet de régler la concavité des deux flasques avant et arrière.
- La distance z_2 est aussi un paramètre libre caractérisant l'encombrement axial. La valeur retenue correspond dans la plupart des cas à un compromis entre les pertes et la taille de la machine. Dans le cas des pompes normalisées, cette longueur est imposée.

Définition de la loi de surface

L'évolution de la surface méridienne est explicitée en fonction de l'abscisse curviligne mesurée sur la ligne moyenne : $S = S(m)$ cette abscisse curviligne est calculée à partir de la relation suivante :

$$m(z) = \int_0^z \sqrt{1 + \left[\frac{dr}{dz}\right]^2}\, dz \qquad (41)$$

La détermination analytique de cette intégrale est généralement impossible pour les fonctions $r(z)$ de degré supérieur à un. De ce fait, on utilise une méthode d'intégration numérique (méthode de Gauss par exemple).

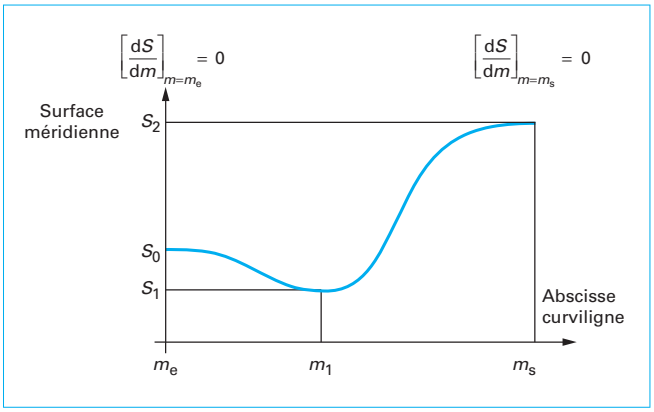


Figure 22 – Évolution et régularité de la surface méridienne en fonction de l'abscisse curviligne

Une série d'équations simples peut être retenue pour décrire et maîtriser l'évolution de la surface débitante ou surface méridienne obtenue par une coupe de la pompe dans un plan passant par l'axe de symétrie ou axe de rotation de la roue.

Nous considérons sur la vue méridienne deux parties distinctes :

– la partie en amont de l'aubage : entre la bride d'aspiration et l'entrée d'aubage ;

– la partie aubée : entre l'entrée et la sortie d'aubage.

On définit ensuite une loi de surface arbitraire dont les conditions aux limites les plus courantes sont données par les diverses équations ; cette allure respecte la régularité d'évolution de la vitesse méridienne (figure **22**) :

$$S(m_e) = S_1 \quad \text{et} \quad S(m_s) = S_2$$

Détermination des deux lignes Ψ_e et Ψ_i (flasques avant et arrière)

La ligne moyenne étant discrétisée en un certain nombre de segments d'égale longueur curviligne, nous déterminons les coordonnées $[r, z]$ de chaque point de discrétisation (la méthode de Newton est conseillée).

À partir de la loi de surface imposée, on calcule aisément les diamètres des cercles osculateurs par :

$$b = \frac{S(m)}{2\pi r} \qquad (42)$$

La détermination des triplets $\{z, r, b\}$ permet de déterminer (figure **23**) :

– l'enveloppe extérieure des cercles (la ceinture) ψ_e ;
– l'enveloppe intérieure des cercles (le plafond) ψ_i.

Inclinaison de l'arête d'entrée d'aube θ_i et des angles β_{1e_0}, β_{1i_0}

Pour les machines de faible vitesse spécifique, l'arête d'entrée en vue méridienne est généralement horizontale ($\theta_1 = 90^o$).

Lorsque le dimensionnement de la roue correspond à un débit important (augmentation de N_{sq}), le tracé de l'aubage devient tridimensionnel (figure **24**) et il n'est plus possible de limiter les aubes à une partie purement radiale.

L'entrée de telles roues est en fait hélicocentrifuge et il est logique que le bord d'attaque des aubes soit sensiblement confondu avec une équipotentielle de l'écoulement méridien. Cela demande donc un tracé préalable des différentes lignes de courant et équipotentielles.

Dans la pratique, lorsque ce calcul n'est pas accessible, on fixe l'inclinaison θ_1 de manière arbitraire, souvent proche de 45^o. On fait ensuite correspondre les vitesses débitantes avec celles

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

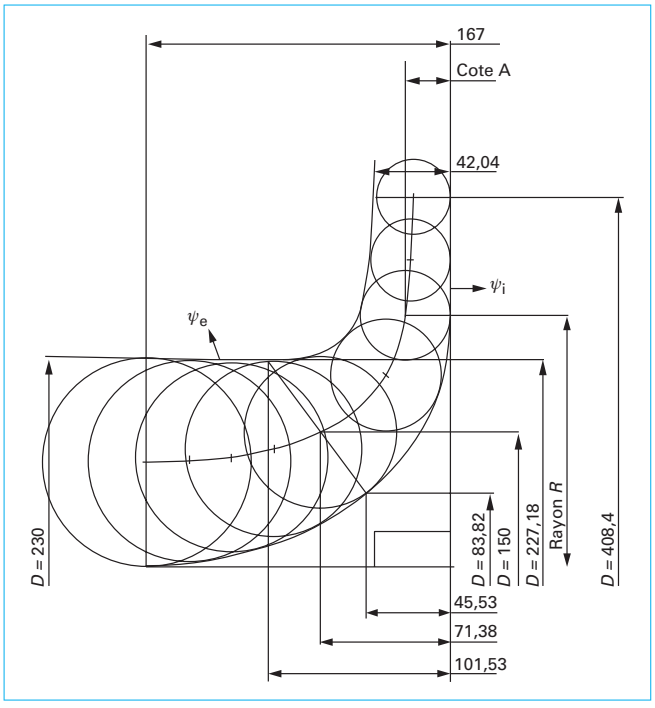


Figure 23 – Tracé des enveloppes des cercles

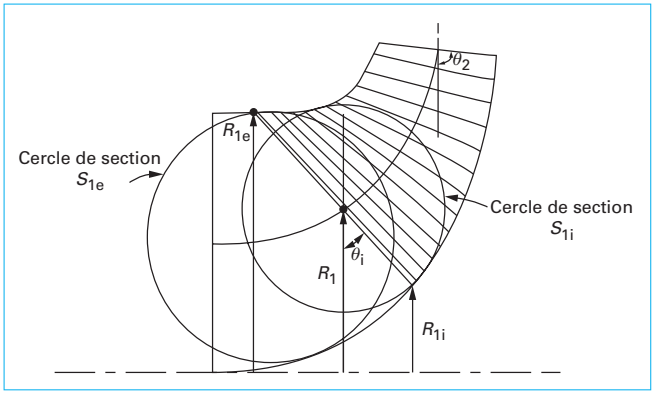


Figure 24 – Définition de l'inclinaison des arêtes d'entrée et de sortie pour une roue de grand N_{sq}

associées à leurs propres cercles oscillateurs. On obtient ainsi deux valeurs différentes des vitesses débitantes :

$$C_{m1i} = \frac{Q_a}{S_{1i}} \quad \text{et} \quad C_{m1e} = \frac{Q}{S_{1e}} \qquad (43)$$

Cette démarche n'est évidemment pas rigoureuse mais elle permet une approche satisfaisante dans la majorité des cas.

Les vitesses débitantes ainsi calculées donnent accès aux valeurs des angles d'aubages β_{1i_0} et β_{1e_0} en partant des triangles de vitesses respectifs :

$$\tan \beta_{1i_0} = \frac{U_{1i}}{C_{m1i}} = \frac{\omega R_{1i}}{C_{m1i}} \quad \text{et} \quad \tan \beta_{1e_0} = \frac{U_{1e}}{C_{m1e}} = \frac{\omega R_{1e}}{C_{m1e}} \qquad (44)$$

Inclinaison de l'arête de sortie θ_2 et des angles $\beta_{2e\infty}$, $\beta_{2i\infty}$

Pour les machines centrifuges, l'arête de sortie est parallèle à l'axe de rotation ($\theta_2 = 90^o$). Lorsque la vitesse spécifique augmente (machines hélicocentrifuges), l'arête de sortie s'incline progressivement. Cette inclinaison est fixée suivant des considérations de régularité d'écoulement et de faisabilité. Le choix est aussi intimement lié à la répartition radiale de la composante C_{u2}, distribution qui est à l'initiative du concepteur. On propose généralement une distribution en vortex libre de la forme :

$$C_{u2\infty} = K_3 / r \qquad (45)$$

où la constante K_3 est calculée sur la ligne moyenne.

Le vortex étant fixé, les triangles des vitesses permettent de calculer sur les lignes ψ_e et ψ_i les angles d'aubages $\beta_{2e\infty}$ et $\beta_{2i\infty}$:

$$\tan \beta_{2e\infty} = \frac{U_{2e} - C_{u2e\infty}}{C_{r2e}} \quad \text{et} \quad \tan \beta_{2i\infty} = \frac{U_{2i} - C_{u2i\infty}}{C_{r2i}} \qquad (46)$$

avec :

$$U_{2e} = \omega R_{2e} \quad \text{et} \quad U_{2i} = \omega R_{2i} \qquad (47)$$

$$C_{u2e\infty} = f\,(K_i, R_{2e}) \quad \text{et} \quad C_{u2i} = f\,(K_i, R_{2i}) \qquad (48)$$

Les valeurs de C_{r2i} et C_{r2e} sont déterminées de la même manière que pour l'entrée d'aubage.

2.3.2 Tracé des aubages en deux vues

On considère l'empreinte d'une aube vue en perspective sur une surface de révolution dont la génératrice est la ligne moyenne du canal méridien (figure **25*b***).

On découpe un élément de la pale dℓ à l'aide de deux plans perpendiculaires à l'axe de rotation passant par les points 1 et 2.

Sur l'élément ainsi constitué, on intercepte :

– **en projection méridienne** (figure **25*a***) : les longueurs dm, dr et dz ;
– **en vue de face** (figure **25*c***) : les valeurs rdθ et dr.

Dans un repère cartésien plan, on porte les dm sur l'axe des abscisses et les rdθ sur l'axe des ordonnées. Lorsque la quantité d'éléments est en nombre suffisant, cette représentation reproduit la vraie grandeur et les angles de l'aube en tout point. Dans ce cas précis, ce tracé est qualifié de **développée de la pale** (figure **25*d***).

Dans le cas du dimensionnement, connaissant les angles d'entrée β_{10} et de sortie $\beta_{2\infty}$ nous pouvons, à l'inverse, pour tracer l'aube, commencer par se donner une développée en forme d'arc de cercle, et en déduire ses projections en vue de face et en vue méridienne, la démarche est alors la suivante :

On dispose de deux dessins, la vue méridienne et la développée.

En vue méridienne, partant du rayon d'entrée R_1 jusqu'au rayon de sortie R_2, on s'impose un pas dm arbitrairement petit par rapport à la longueur totale. On obtient ainsi :

– **en vue méridienne** : les rayons dr ;
– **sur la développée** : les valeurs rdθ.

On en déduit ainsi la vue de face à l'aide des couples [rdθ, dr]. Et ainsi de suite de l'entrée vers la sortie ou de la sortie vers l'entrée.

Variantes de la développée de la pale

Pour des raisons d'uniformisation avec les lois de cambrure de la majorité des profils aérodynamiques, la développée est définie par une ligne en double arc de cercle (figure **26**).

La longueur de la pale a une influence certaine sur les performances de la machine, en particulier, elle favorise le NPSH requis. Il est donc intéressant, dans un souci d'optimisation, de pouvoir la modifier.

La développée de la pale, telle que définie ci-dessous, possède ce degré de liberté. Elle introduit même deux paramètres de réglage :

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

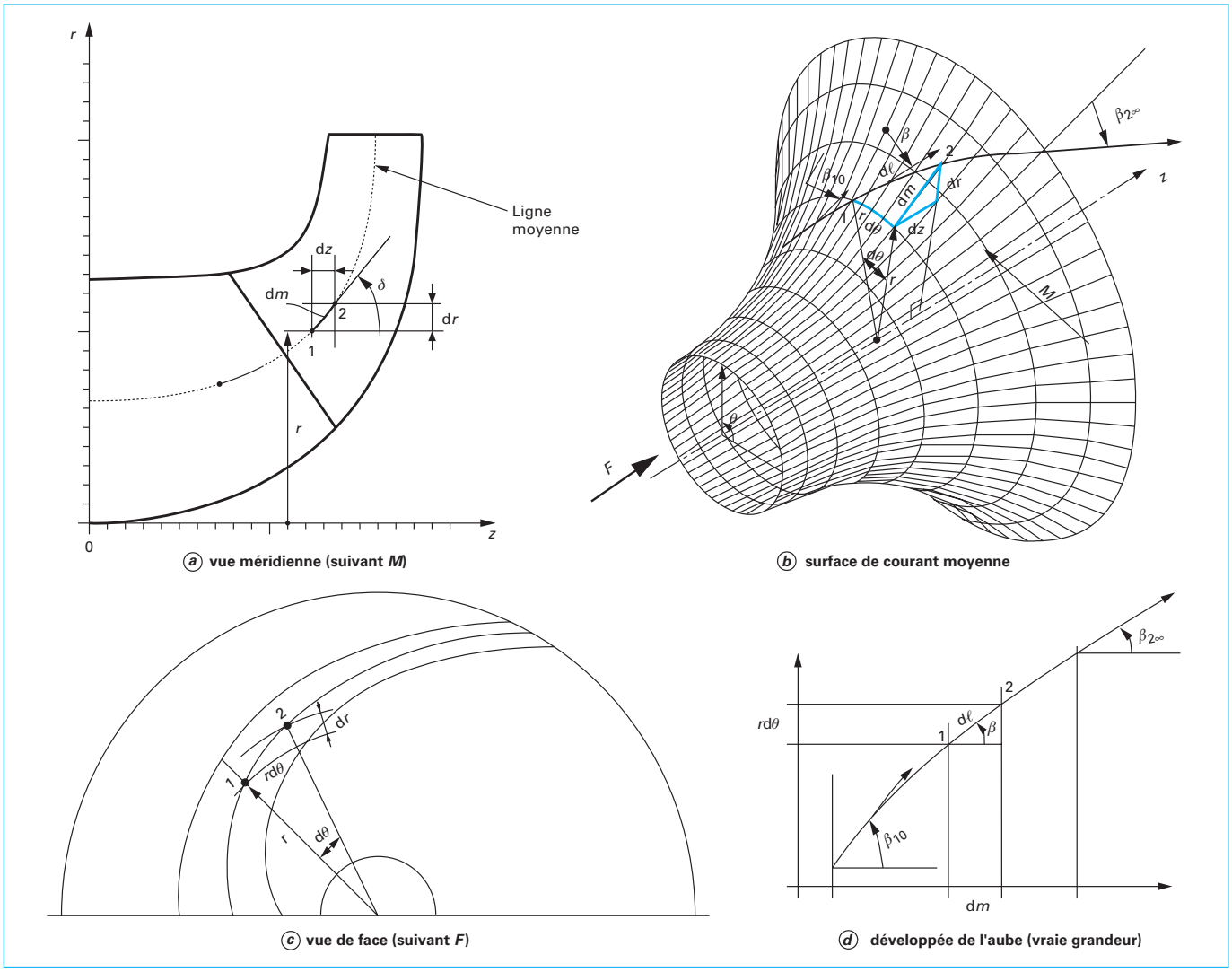


Figure 25 – Ensemble des éléments géométriques permettant le tracé de la pale

– **l'angle** β_3 : défini dans le cas d'un arc de cercle unique par : l'augmenter ou le réduire permet respectivement d'augmenter ou de réduire la longueur de la pale ;

– **le facteur de forme** ***FF*** : c'est un rapport qui définit la position de β_3 sur l'axe des abscisses, on peut le confondre aussi avec la position de flèche maximale. Il permet le réglage fin de la longueur de la pale. Nous le limitons à l'intervalle [0,25 ; 0,75] pour permettre une évolution convenable entre les angles β_{10} et β_3 d'une part et entre β_3 et $\beta_{2\infty}$ d'autre part.

2.4 Exemple de calcul de prédimensionnement d'une roue centrifuge de $N_{sq}32$

Le calcul envisagé concerne la pompe déjà présentée au début de l'article (figures **1** et **6**) : les performances nominales à atteindre constituent le cahier des charges simplifié suivant :

N **= 1 470 tr/min**, le débit Q est de 590 m^3/h, soit **0,164 m^3/s**, la hauteur ***H*** **= 49 m**.

■ **Éléments concernant l'entrée de roue** (voir figure **17**)

Le calcul se déroule à partir des relations (25) et suivantes.

On se fixe d'abord l'angle d'entrée d'aubage en retenant une valeur usuelle, soit : $\beta_{10} = \mathbf{70^o}$.

On calcule en premier le rayon optimal minimisant le NPSH :

$$R_{opt} = 2{,}25 \sqrt[3]{\frac{Q}{N}} = \mathbf{0{,}108\ m} \text{ et } \boldsymbol{S_1} = \mathbf{3{,}66 \times 10^{-2}\ m^2}$$

On en déduit le rayon moyen à l'entrée de la ligne moyenne :

$$R_1 = \frac{Q \tan \beta_{10}}{\pi \omega R_{opt}^2} = \mathbf{0{,}08\ m}$$

Puis la largeur d'entrée (en négligeant l'épaisseur des aubages) :

$$b_1 = \frac{S_1}{2\pi R_1} = \mathbf{0{,}073\ m}$$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

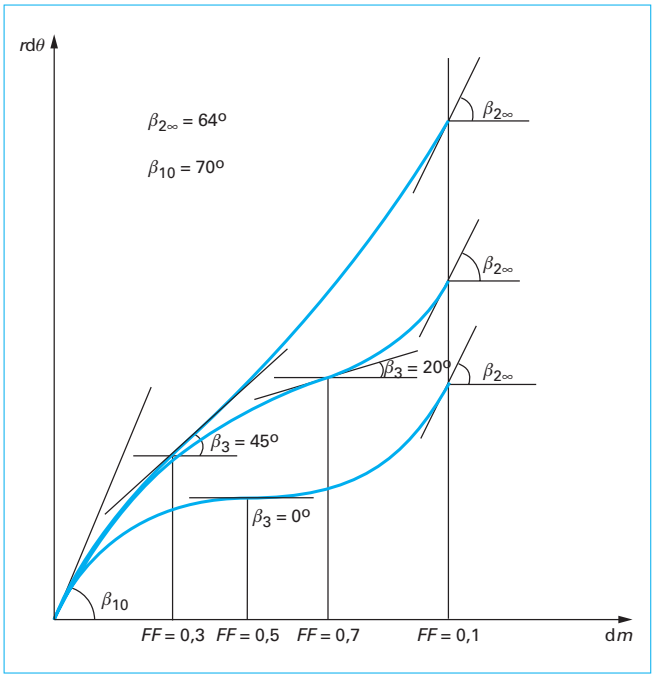


Figure 26 – Définition de la développée en double arc de cercle

Remarque : les industriels spécialistes du tracé des roues centrifuges opèrent souvent une modification concernant le résultat obtenu pour b_1. La valeur calculée est augmentée de 5 à 15 % pour tenir compte à la fois de l'épaisseur des pales mais surtout pour rejeter la montée rapide du NPSH requis vers des débits supérieurs au débit nominal. On réalise ainsi une pompe désadaptée à l'entrée par un œillard surdimensionné, mais plus performante sur le plan de la tenue en cavitation.

Éléments concernant la sortie de roue (voir figure **17**)

La vitesse angulaire spécifique est définie à partir de la relation (21) qui donne :

$$\Omega = \frac{\omega\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} = 0{,}607$$

À partir de la relation (22), on définit également la vitesse spécifique $N_{sq} = 32$. Le diagramme de Cordier (figure **8**) donne comme valeur approchée du rayon spécifique $\Lambda = 2{,}4$. La valeur standard à retenir pour la roue est donnée par la relation (30) :

$$R_2 = \frac{\Lambda\sqrt{Q}}{(gH)^{1/4}} = 0{,}207$$

Partant du $N_{sq} = 32$, la figure **7** nous aurait donné $R_s = 1{,}4$ et partant de la relation (7), la valeur de R_2 :

$$R_2 = 0{,}214$$

Ces valeurs n'étant que des tendances, relevées avec une précision médiocre sur les figures correspondantes et pour rester proche de l'exemple industriel traité, on retiendra finalement comme valeur : $\boldsymbol{R_2 = 204}$ **mm**.

On se place ensuite au niveau de l'équation (32) puis on fait les calculs décrits ci-après.

On évalue d'abord le **rendement hydraulique** η_H de la roue à partir de la formule de Lomakine [relation (32)] au point de rendement maximal. Pour cela, on calcule d'abord :

$$dred = 4\ 250\ \sqrt[3]{\frac{Q}{N}} = 204{,}6$$

soit :

$$\eta_H = 1 - \frac{0{,}42}{[\lg dred - 0{,}172]^2} = 0{,}908$$

avec Q (m^3/s) débit,

N (tr/min) vitesse de rotation.

On en déduit la hauteur théorique et la hauteur théorique infinie (H est donnée par le cahier des charges et vaut 49 m) :

$$H_{th} = \frac{H}{\eta_H} = 54 \text{ m}$$

Cette valeur donne accès directement au terme C_{u2} grâce à la relation d'Euler (31) :

$$C_{u2} = \frac{gH_{th}}{U_2}$$

On obtient :

$$U_2 = \omega R_2 = 31{,}4 \text{ m/s} \quad \text{et} \quad C_{u2} = 16{,}87 \text{ m/s}$$

À ce stade du calcul, trois paramètres indépendants doivent être fixés : le nombre d'aubages Z, l'angle de sortie d'aubage $\beta_{2\infty}$ et l'angle ϕ de conicité en sortie (figure **17*b***). On retiendra des valeurs classiques sur lesquelles on pourra ensuite revenir : $Z = 5$, $\beta_{2\infty} = 63°$ et $\phi = 0$ (des valeurs de ϕ inférieures à 1 seront utilisées dans le cadre du dimensionnement des pompes hélicocentrifuges). L'influence du nombre d'aubages sera examinée plus loin plus en détail.

On calcule ensuite le **facteur de glissement** par la relation de Pfleiderer (36) :

$$\mu = \frac{1}{1 + \dfrac{K_m}{Z}\dfrac{1+\cos\beta_{2\infty}}{1-\left[\dfrac{R_1}{R_2}\right]^2}} = 0{,}648$$

avec $K_m = 0{,}02\ N_{sq} + 0{,}94 = 1{,}58$ [relation (37)].

La seconde relation d'Euler permet de calculer :

$$H_{th\infty} = \frac{H_{th}}{\mu} = 83{,}3 \text{ m}$$

valeur de hauteur d'où l'on peut déduire la composante giratoire en nombre infini d'aubages :

$$C_{u2\infty} = \frac{gH_{th\infty}}{U_2} = 26{,}02 \text{ m/s}$$

Les triangles des vitesses en sortie de roue, qui sont rappelés figure **18** permettent de calculer la vitesse débitante C_{r2} puis la largeur b_2 [relations (39) et (40)] :

$$C_{r2} = \frac{U_2 - C_{u2\infty}}{\tan\beta_{2\infty}} = 2{,}74 \text{ m/s}$$

$$b_2 = \frac{Q}{2\pi R_2 C_{r2}} = 0{,}047 \text{ m}$$

Pluralité des solutions

La solution que nous venons de définir n'est pas unique. Il existe des infinités de solutions permettant de répondre de façon convenable au problème pris pour exemple, et il est important de

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

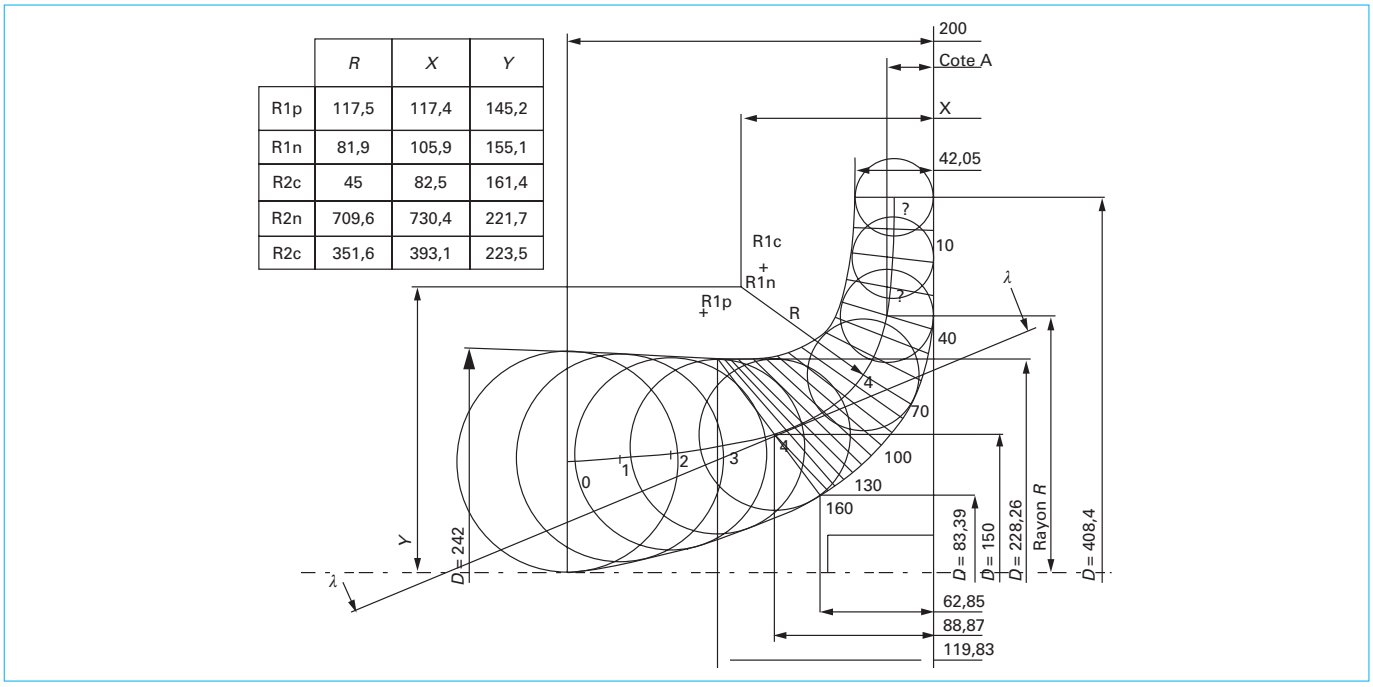


Figure 27 – Vue méridienne de la roue de N_{sq}32

comprendre à quel point ces solutions peuvent être différentes, en passant en revue l'influence de quelques grands paramètres.

• Le choix du coefficient Λ (Ω) permet de définir une roue ayant un diamètre compris entre 370 et 450 mm.

• On aurait pu choisir une **distribution des angles** différente à l'intérieur de la roue, et le développement angulaire des aubes se serait trouvé modifié.

• On aurait pu tracer une **roue à six ou sept ailes**, en l'associant avec une valeur de μ plus grande que celle que nous avons choisie. La vue méridienne et, surtout, le tracé des ailes auraient été différents.

Les règles que nous venons de donner permettent de définir une bonne roue, mais pas unique.

Ceux qui disposent d'un *patrimoine hydraulique* ne manqueront pas d'introduire dans leur dessin les acquis venant de ce patrimoine et ils aboutiront à des tracés qui leur seront propres.

L'ensemble des paramètres géométriques principaux de la roue permet d'établir l'une des variantes de la vue méridienne détaillée (figure **27**) pour cela un logiciel de tracé est très utile et permet d'étudier très rapidement de nombreuses valeurs concernant le choix des paramètres libres. La liaison de ce logiciel par des fichiers aux formats Step ou IGES aux logiciels commerciaux traitant de la CAO et/ou de la CFD d'une part, le modelage ou l'usinage en commande numérique d'autre part, sont évidemment une nécessité pour une entreprise industrielle spécialisée dans ce domaine. La figure **28** donne l'exemple d'un tel transfert, la figure **29** montre le prétraitement du maillage pour la simulation numérique de l'écoulement interne.

La figure **30** montre l'allure de quelques variantes étudiées et la distribution de vitesse méridienne correspondante.

La figure **31** montre un calcul du même type mené sur une roue hélicocentrifuge de grand N_{sq}, dans ce cas l'angle ϕ en sortie de roue vaut 45°.

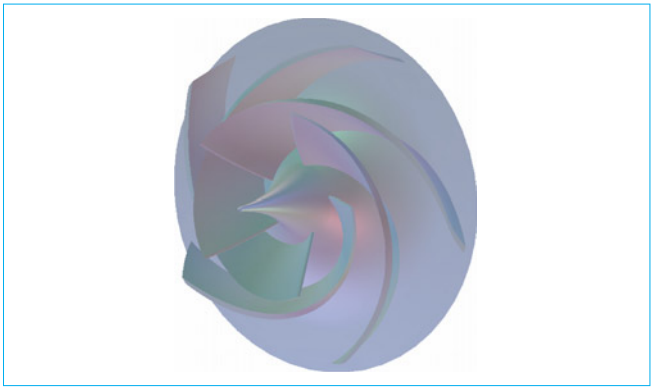


Figure 28 – Visualisation 3D de la roue de N_{sq}32

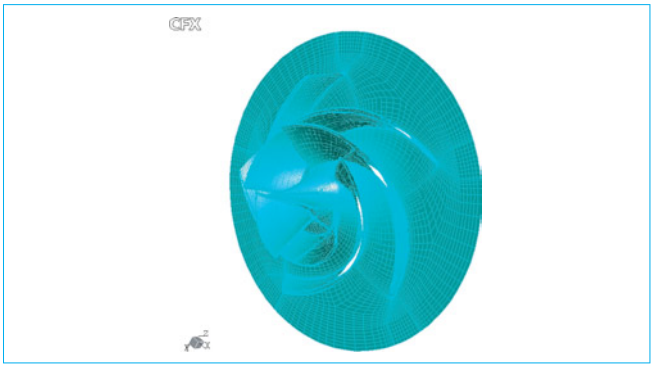


Figure 29 – Prétraitement du maillage en vue de la simulation numérique de l'écoulement interne

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

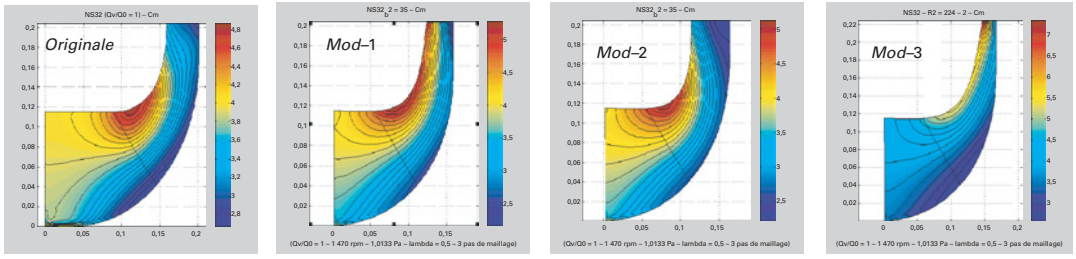


Figure 30 – Ch@amps des vitesses méridiennes obtenues à partir de divers choix des paramètres libres en sortie de roue

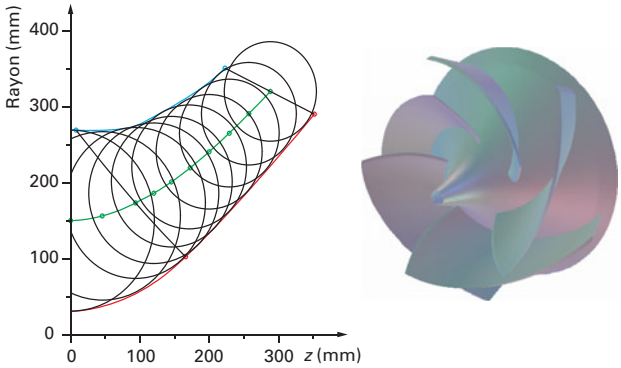


Figure 31 – Vue méridienne et vue 3D d'une pompe hélicocentrifuge de N_{sq}80

2.5 Détermination d'un diffuseur aubé

2.5.1 Diffuseur radial aubé

Nota : on se reportera en [BM 4 302].

Le diffuseur radial aubé est un organe que l'on rencontre assez rarement sur les pompes monocellulaires, mais pratiquement toujours sur les pompes multicellulaires. Il a été décrit brièvement et globalement en [BM 4 300] *Pompes rotodynamiques – Présentation. Description.*

Les figures **32*a*** et **32*b*** donnent une représentation plus détaillée d'un **canal du diffuseur**. Sur cette même figure nous avons représenté les triangles des vitesses propres à cet organe.

Le diffuseur commence au rayon R_3 un peu plus grand que le rayon R_2 de la roue ; il reçoit l'écoulement avec une vitesse C_3 ayant :

– pour composante **tangentielle** :

$$C_{u3} = C_{u2}(R_2/R_3)$$

conservation du moment cinétique dans un espace où aucun effort n'est exercé sur le fluide (tourbillon libre ou vortex libre) ;

– pour composante **méridienne** :

$$C_{m3} = Q/S_{m3}$$

Si le diffuseur a la même largeur que la roue :

$$C_{m3} = C_{m2}(R_2/R_3)$$

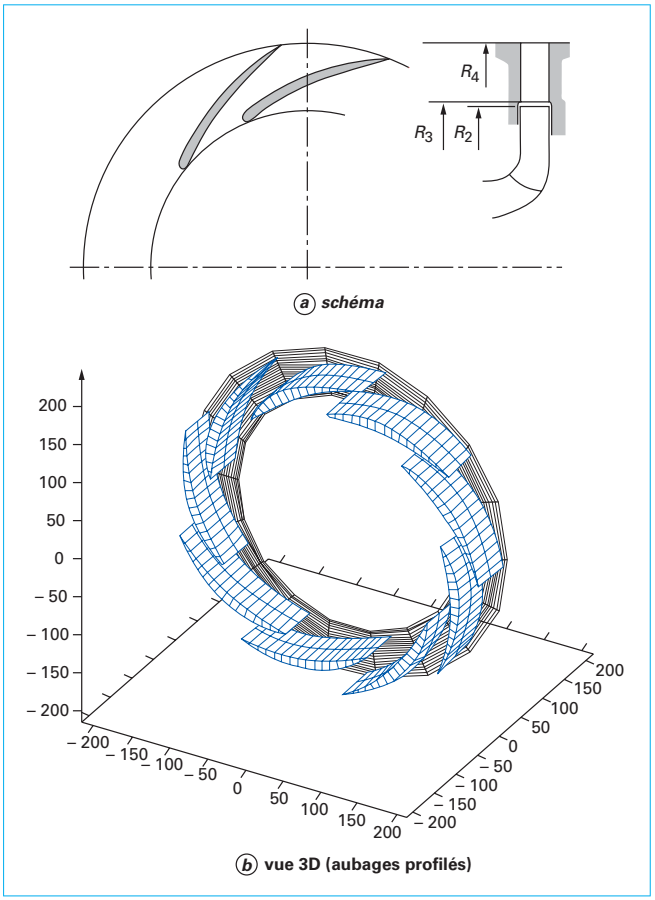


Figure 32 – Diffuseur radial aubé

La fonction du diffuseur est de ralentir l'écoulement, de la vitesse C_3 jusqu'à une vitesse C_4 qui, dans la pratique, est de l'ordre de 0,5 à 0,6 C_3 (figure **33**). Ces ralentissements se traduisent par la transformation en pression statique de l'énergie cinétique disponible à l'entrée du diffuseur (conversion allant de 50 à 75 %).

Le calcul des pertes dans le diffuseur aubé n'est valable qu'au point de design (point nominal) de l'ensemble roue-diffuseur. Il nécessite donc d'avoir une parfaite connaissance de l'angle de sortie de roue et donc une fonction précise calculant le facteur de glissement. En dehors du point nominal (surdébit et débit partiel de la

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

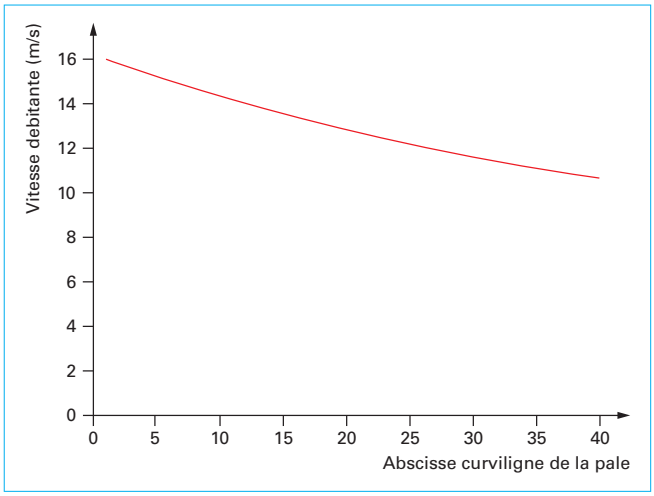


Figure 33 – Ralentissement de la vitesse moyenne interaubages dans le diffuseur radial aubé de la figure 32*b*

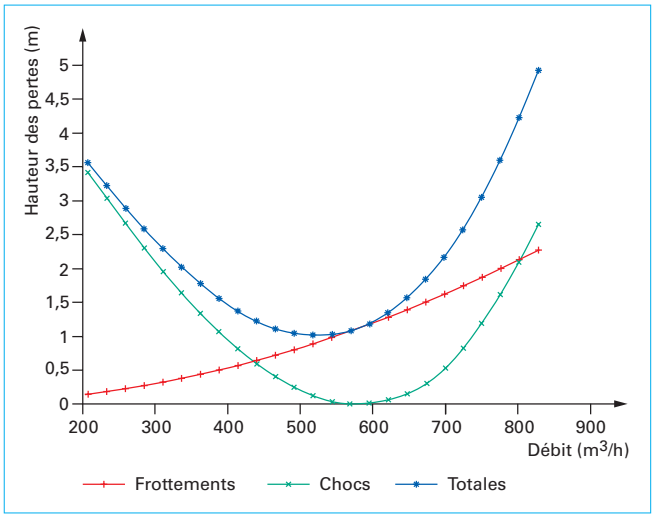


Figure 34 – Pertes totales dans le diffuseur en fonction du débit de la pompe – Exemple pour une pompe de N_{sq}56

pompe), la direction et la norme de la vitesse absolue de sortie de roue varient, l'adaptation de cet angle à l'angle d'entrée du diffuseur produit des pertes de désadaptation qui augmentent les pertes totales (pertes par frottement et pertes de désadaptation d'incidence, toutes deux de forme quadratique) du diffuseur suivant l'allure donnée en figure **34**.

Choix du nombre d'ailes z_d

Ce choix est conditionné d'abord par des considérations mécaniques. On optera pour un nombre d'aubes qui soit premier avec celui de la roue et l'on évitera un nombre d'ailes qui ne diffère de celui de la roue que d'une unité.

Avec une roue portant cinq pales, nous aurons à choisir, pratiquement entre 7, 8, 9, 11, 13.

Ce choix peut être influencé par des conditions d'encombrement ou de rapport diamétral du diffuseur. En effet, plus un diffuseur comporte un nombre d'aubes faible, plus il nécessite un encombrement diamétral important.

Enfin, d'un point de vue hydraulique, il est préférable d'avoir un diffuseur dont la section d'entrée ait un facteur de forme pas trop différent de la section carrée, ainsi que cela ressort de la valeur du facteur K_ℓ [BM 4 302].

Choix de la largeur du diffuseur

On choisit habituellement une largeur un peu supérieure à la largeur de la roue, de telle façon que les tolérances de montage et les déplacements relatifs en fonctionnement (sous l'influence des pressions ou des températures ou des efforts sur les brides, etc.) ne conduisent pas à un décalage trop important entre les faces internes de la roue et du diffuseur.

Par exemple, nous adopterons une largeur de diffuseur égale à 66 mm pour une largeur de roue de 62 mm.

Choix de l'entrefer

Nous avons déjà parlé du rôle de l'entrefer en [BM 4 302]. Un petit entrefer conduit à de grandes fluctuations de pression à l'entrée du diffuseur, pouvant aller jusqu'à la détérioration de ce dernier. Le relèvement des fluctuations de pression est accompagné d'une augmentation du bruit. Inversement, un grand entrefer conduit à une augmentation de l'encombrement diamétral et à une petite augmentation des pertes, puisque le diffuseur lisse qu'il constitue a un rendement plus faible que le diffuseur aubé. Nous admettrons un entrefer d'environ 5 %.

Calcul de la section de sortie

Il faut maintenant préciser le taux de ralentissement (pratiquement toujours compris entre 0,5 et 0,65) que nous demanderons au diffuseur. Dans le cas d'une pompe monocellulaire, plus le ralentissement dans le diffuseur sera poussé, plus la volute sera grosse et sera chère, aussi des valeurs inférieures à 0,5 sont-elles rarement envisagées.

Dans le cas où le ralentissement est assuré par deux organes successifs (diffuseur et volute), on se contentera d'un ralentissement de 0,6.

2.5.2 Diffuseur bulbe

Le diffuseur bulbe est très souvent utilisé pour les pompes verticales immergées mono- ou multiétagées, et plus généralement pour les machines de grand N_{sq}. L'écoulement est axial à l'entrée de la roue et redevient idéalement axial à la sortie du diffuseur bulbe, en vue d'optimiser l'entrée dans un étage suivant.

L'entrée du diffuseur bulbe est définie ainsi : la largeur de passage est de l'ordre de 10 % supérieure à la largeur de sortie de la roue ; la distance séparant l'arête de sortie de roue de l'arête d'entrée des pales du diffuseur est un compromis entre interaction rotor-stator (vibrations) et pertes supplémentaires dans la partie lisse (diffuseur lisse). L'orientation d'entrée de la ligne moyenne du diffuseur doit être la même que l'angle de conicité ϕ adopté pour la roue, l'angle d'aubage α_3 doit être calculé comme pour le diffuseur radial à partir de l'angle de sortie de la roue α_2, angle formé entre la vitesse absolue C_2 et le plan méridien (voir figures **35** et **36**). Concernant le nombre d'aubages Z_s, même remarque que ci-dessus (redresseurs radiaux).

La sortie du diffuseur bulbe doit être compatible avec l'entrée de la roue suivante : rayon de l'arbre moteur et rayon d'entrée de roue R_0 ou, pour les roues monoétagées verticales, avec les dimensions de la colonne montante. L'angle de sortie α_4 d'aubage doit être proche de 0^o pour atteindre la direction axiale.

Pour les pompes hélicocentrifuges, les angles de sortie de roue pouvant être différents sur le moyeu, la ligne moyenne et le carter, l'angle d'entrée dans le diffuseur peut être différent également sur ces trois lignes. Comme pour les roues, on peut construire un logiciel de prédimensionnement automatisant l'ensemble des tâches constructives.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

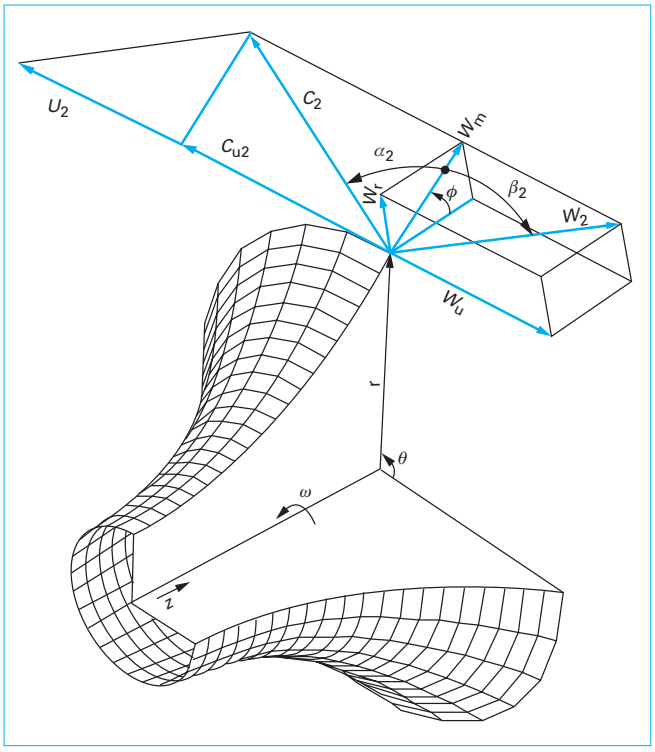


Figure 35 – Triangles de vitesses à la sortie d'une pompe hélicocentrifuge (ligne moyenne). Définitions géométriques

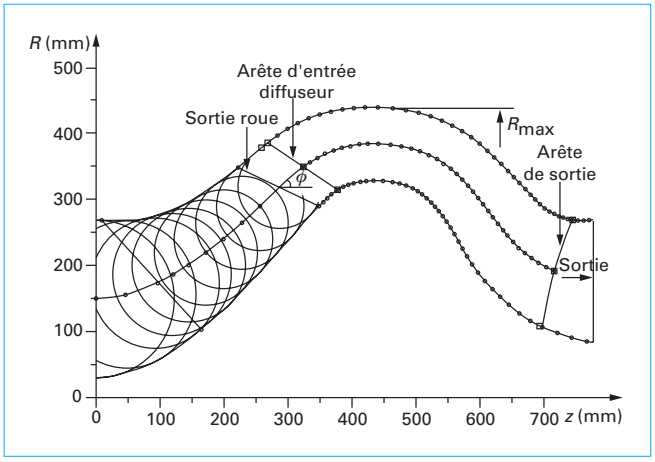


Figure 36 – Continuité de surface méridienne entre roue et diffuseur bulbe (pompe de N_{sq}80)

La figure **37** donne la vue méridienne, la vue de face, la développée de la pale sur la ligne moyenne de α_3 à α_4 (égal ici à 0°), ainsi que la vue 3D reconstituée. Ce diffuseur est celui adapté à la roue de N_{sq}80 présentée en figure **31**.

2.6 Calcul et détermination d'une volute

En général, la volute se situe directement en aval de la roue ; c'est la disposition que l'on rencontre le plus couramment dans la pratique. Le cas d'une volute qui suit un diffuseur ne sera donc pas traité, mais il est tout à fait similaire.

Nous avons vu en [BM 4 302] quel était le rôle de la volute, et comment elle était constituée de deux parties.

Le calcul et la détermination de la première partie comportent plusieurs termes. Il faut :

– d'abord, choisir la forme des sections droites qui vont assurer le raccordement avec la roue ;

– ensuite, faire le choix d'un entrefer entre la roue et le bec de volute ;

– enfin, calculer la surface et déterminer les dimensions de ces sections.

La volute, dont le rôle est de canaliser le fluide sortant de la roue, est utilisée également pour transformer partiellement son énergie cinétique en énergie de pression (principalement dans la partie diffuseur en sortie). Les volutes de section transversale circulaire sont le plus souvent utilisées compte tenu de leur qualité et de leur simplicité de réalisation. Cependant, pour des raisons d'encombrement radial, on est parfois amené à définir d'autres formes (figure **38**) qui ne peuvent rentrer dans le cadre d'un calcul simplifié. Cependant, dans tous les cas, le principe de calcul est le même : il s'agit de définir l'évolution de section permettant, pour une vitesse moyenne fixée, d'assurer le débit attendu.

Rayon de base R_3

R_3 est le rayon d'enroulement de la volute, le bec théorique est pointu, sur la figure **39**, il démarre à 45°.

Une distance minimale doit être maintenue entre la roue et le bec de volute pour limiter l'interaction du sillage des aubages avec celui-ci (figure **39**). Cette distance est fonction du diamètre de la roue et de la vitesse spécifique de la machine. Elle constitue un compromis entre les fluctuations de pression et le rendement. Dans la pratique, on peut retenir le rapport approximatif $R_3/R_2 = 1{,}05$ à $1{,}10$. Le bec est situé à un rayon supérieur au rayon d'enroulement.

Largeur b_e au rayon de base

La largeur de la volute b_e doit être supérieure à la largeur en sortie de roue (figure **39**), le rapport entre les deux s'établissant dans les limites $b_e/b_2 = 1{,}05$ à $1{,}2$. Les valeurs inférieures de b_e/b_2 se rapportent aux machines de vitesse spécifique élevée.

Définition du divergent

La section terminale de la volute est généralement inférieure à la section de la tubulure de refoulement. Le passage de l'une à l'autre est assuré par un divergent constituant le prolongement de la volute spirale (figure **39**). C'est une pièce importante puisque c'est dans le divergent qu'intervient la transformation finale de l'énergie cinétique du fluide en énergie de pression.

La figure **40** représente la liaison entre l'angle δ et la vitesse moyenne découlement du fluide C_{u3} en sortie de volute. Le divergent terminal doit présenter un angle d'élargissement δ susceptible d'éviter le décollement du fluide (de l'ordre de 15°).

Calcul et tracé de la volute

Il existe plusieurs méthodes de calcul et de tracé de la volute, les moyens informatiques d'aujourd'hui permettent évidemment une intégration numérique du débit sur n'importe quelle forme de section de volute. On présente cependant ici deux modèles simplifiés qui permettent de décrire la démarche.

A – Volute de largeur constante : tout le débit de la pompe passe par la section AB de la volute, toutes les autres sections sont traversées par une fraction du débit total. Cette fraction dépend de la position de la section repérée par l'angle α (figure **41**). Les sections augmentent pour tenir compte de l'augmentation de débit sortant de la périphérie de la roue.

Le calcul de la volute est basé sur l'hypothèse d'une composante circonférentielle obéissant à la loi du vortex libre (écoulement potentiel) :

$$r C_u = \text{cte}$$

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

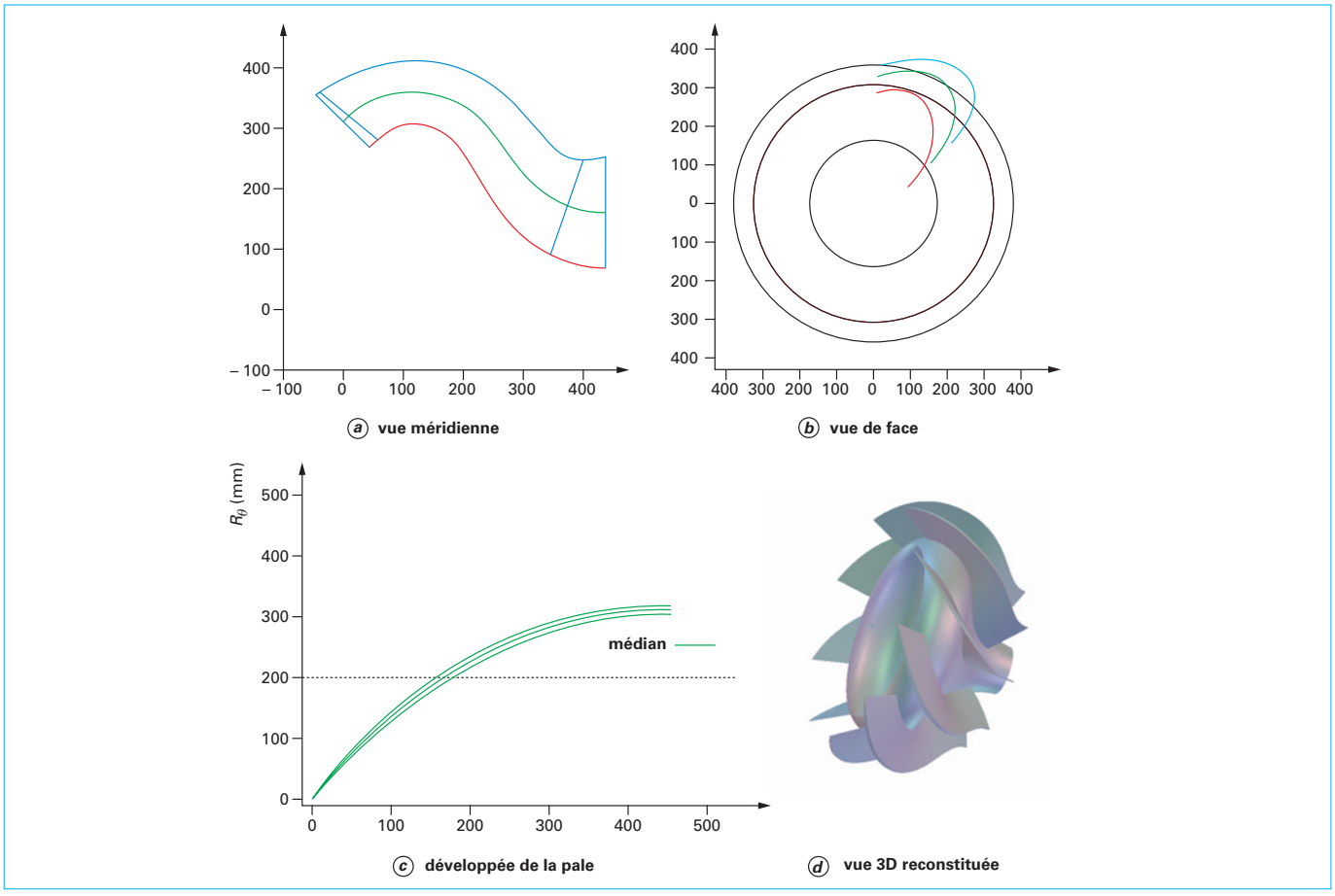


Figure 37 – Tracé d'un diffuseur bulbe adapté à la roue de N_{sq}80

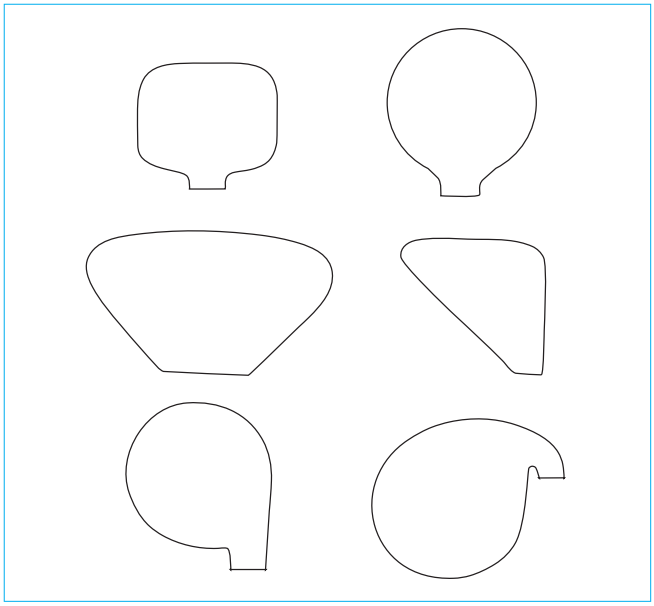


Figure 38 – Sections transversales de volutes

Le calcul de la constante s'effectue facilement par la condition à la sortie de la roue :

$$rC_u = \text{cte} = R_2 C_{u2} \qquad \textbf{(49)}$$

Rappelons que d'après l'équation d'Euler :

$$H_{th} = \frac{U_2 C_{u2}}{g}$$

Par définition du rendement hydraulique de la machine, on aura par ailleurs :

$$\eta_H = \frac{H}{H_{th}}$$

d'où :

$$R_2 C_{u2} = \frac{gH}{\omega \eta_H} \qquad \textbf{(50)}$$

Débit : on peut admettre que le débit dans une section quelconque de la volute (pour l'angle α) est donné par :

$$Q_\alpha = Q\alpha / 360$$

avec Q débit total de la pompe et α angle en degrés.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

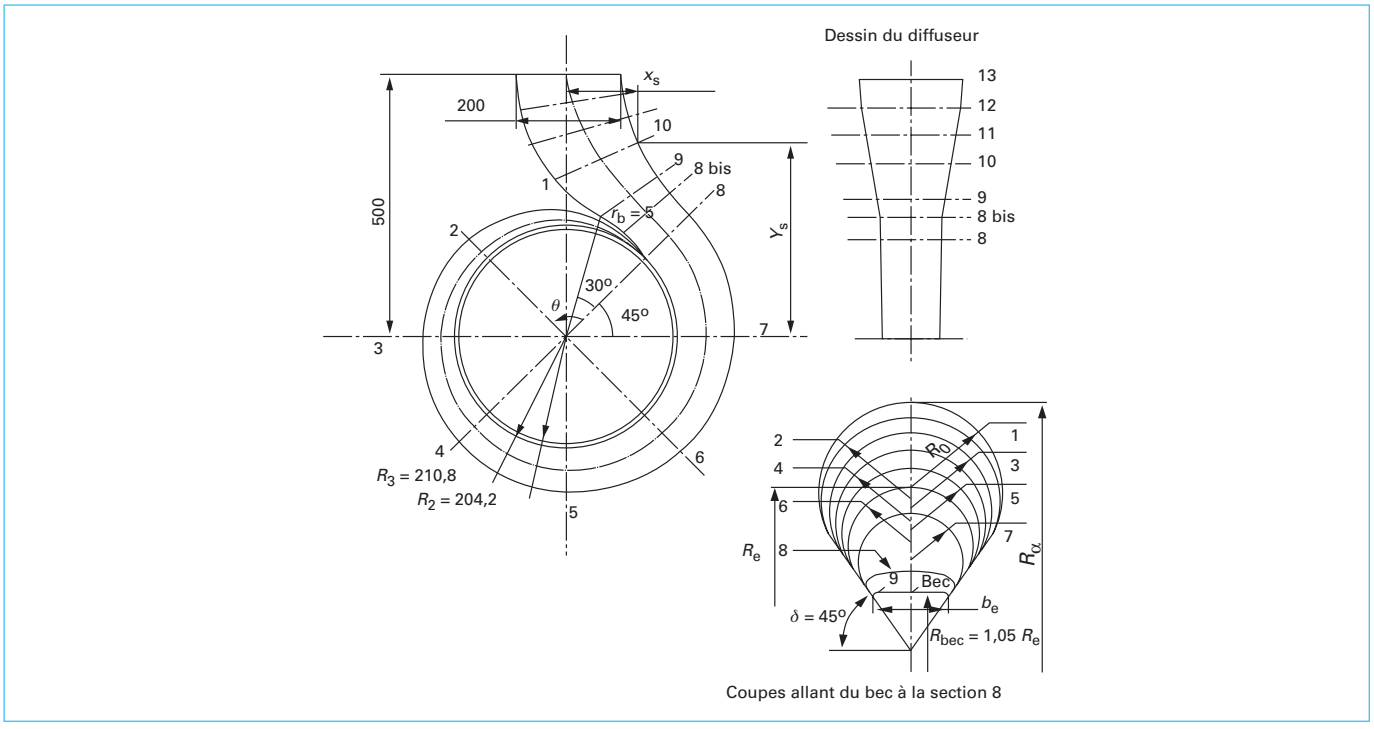


Figure 39 – Dessin de définition d'une volute classique avec retour sur l'axe

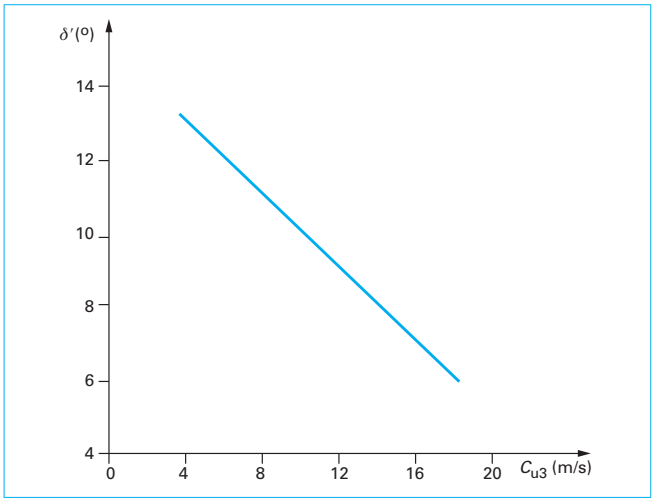


Figure 40 – Relation entre l'angle δ' et la vitesse d'écoulement C_{u3} en sortie de volute

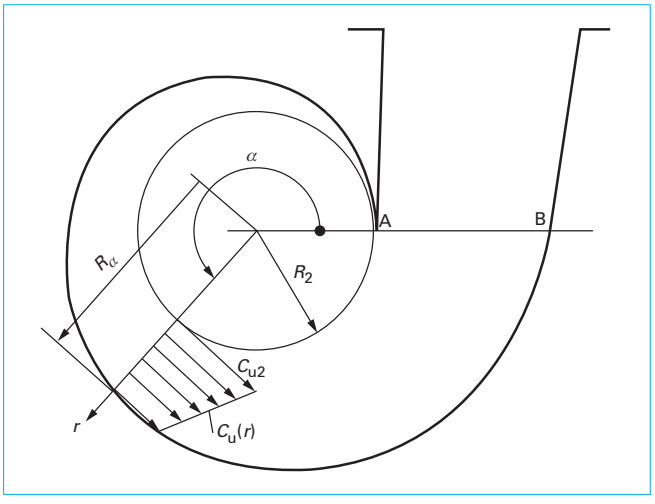


Figure 41 – Données géométriques définissant la volute à sortie tangentielle

Dans l'hypothèse simplificatrice d'une volute de section rectangulaire (figure **42**), le débit élémentaire dans la section b dr sera donné par :

$$dQ_\alpha = bC_u(r)dr$$

Compte tenu de (49), on peut exprimer C_u :

$$dQ_\alpha = \frac{bR_2C_{u2}}{r}dr$$

puis intégrer de R_2 à R_α :

$$Q_\alpha = \frac{\alpha}{360}Q = R_2C_{u2}\int_{R_2}^{R_\alpha}\frac{dr}{r}b$$

Dans l'hypothèse où b = cte, l'intégration donne :

$$\frac{\alpha}{360}Q = bR_2C_{u2}[\ln r]_{R_2}^{R_\alpha}$$

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

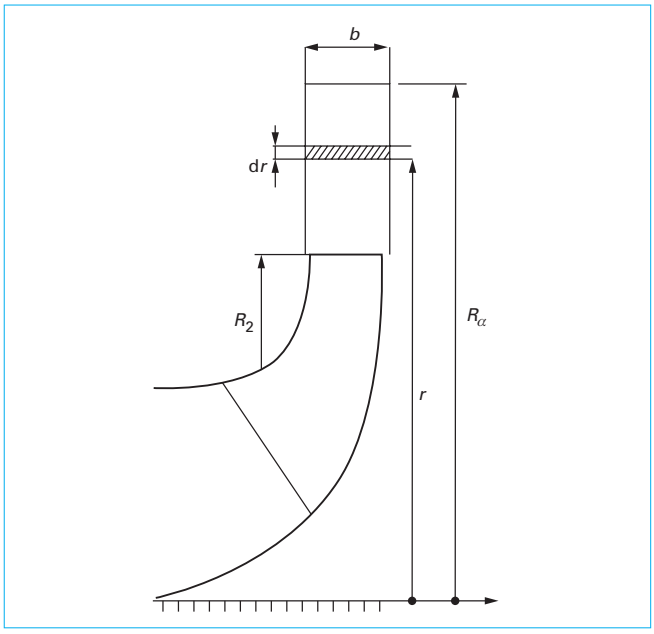


Figure 42 – Section de volute rectangulaire pour l'angle alpha quelconque

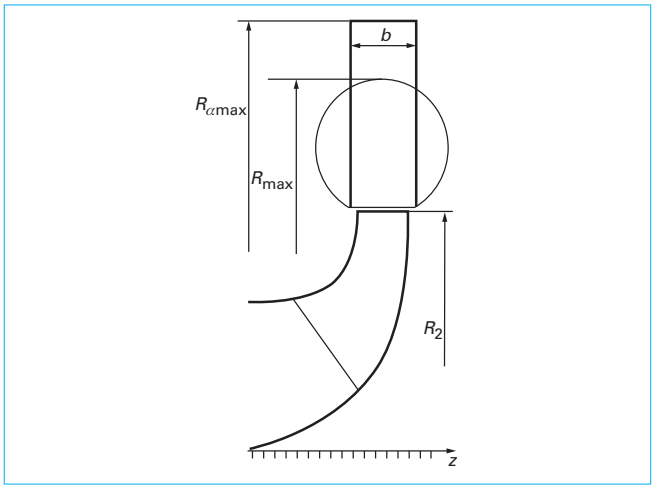


Figure 43 – Volute rectangulaire et volute de section circulaire classique

et finalement :

$$R_\alpha = R_2 \exp\left(\frac{\alpha}{360}\frac{Q}{bR_2C_{u2}}\right) \qquad (51)$$

Cette relation donne la variation du rayon extérieur de la volute avec l'angle α.

Pour éviter une valeur de $R_{\alpha max}$ trop importante, on donne à la volute une forme arrondie ayant la même section (figure **43**).

B – Tracé suivant l'hypothèse d'une vitesse moyenne d'écoulement constante

L'hypothèse d'une vitesse moyenne d'écoulement constante est appliquée au calcul des volutes spirales de section transversale quelconque.

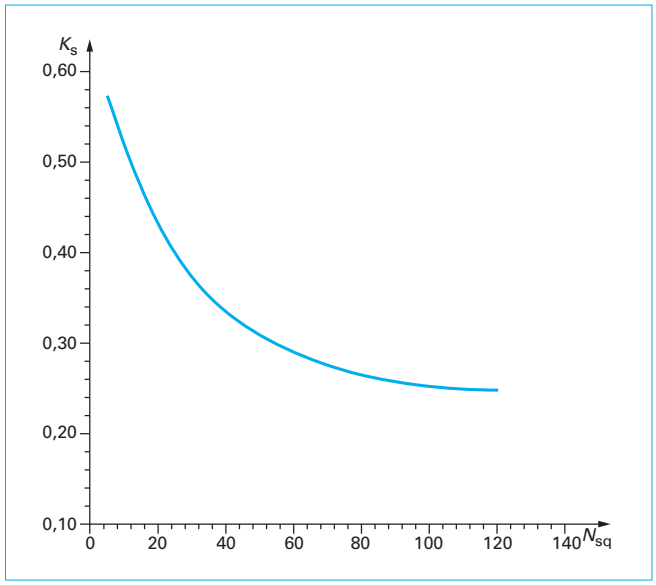


Figure 44 – Liaison entre le coefficient K_s et la vitesse spécifique N_{sq}

La vitesse d'écoulement dans la volute est calculée au moyen de la formule :

$$C_{u3} = K_s\sqrt{2gH} \qquad (52)$$

K_s étant un coefficient expérimental tenant compte de la répartition non uniforme des vitesses et des pertes de frottement. La relation entre le coefficient K_s et la vitesse spécifique N_{sq} de la machine est représentée sur la figure **44**.

Après avoir calculé la valeur de C_{u3}, on calcule la section de la volute pour un angle au centre θ quelconque, au moyen de la relation :

$$S_\theta = \frac{\alpha}{360}\frac{Q}{C_{u3}} \qquad (53)$$

Q est le débit de la roue que l'on peut majorer d'une certaine fraction pour tenir compte des fuites internes. En majorant K_s, on réduit l'encombrement de la volute mais évidemment au détriment des pertes.

Partant de la figure **39**, les différentes sections sont construites en appuyant une section circulaire de rayon R_0 sur deux surfaces planes inclinées de l'angle δ (ici $\delta = 45^o$, voir figure **39**). La surface de passage augmente avec ce rayon. Toutes les sections se raccordent sur la largeur d'entrée b_e de la roue. Diverses relations géométriques relient les diverses sections et les rayons R_0 et R_c :

$$S_\alpha = \pi R_0^2(180-\delta)/180 + R_0^2\tan^2\delta - \tan\delta(b_e/2)^2 \qquad (54)$$

En chaque section, on extrait le rayon R_0 de cette relation et on la positionne par son centre R_c calculé par :

$$R_c = R_3 + R_0/\cos\delta - \tan\delta\,(b_e/2) \qquad (55)$$

avec :

$$\text{limite } R_c = R_3 + (b_e/2\tan\delta)$$

δ étant défini sur la figure **39**.

Entre les sections 1 et 2, suivant les cas, aucun cercle tangent ne peut exister, la section s'aplatit alors jusqu'au bec de volute (figures **45** et **46**).

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

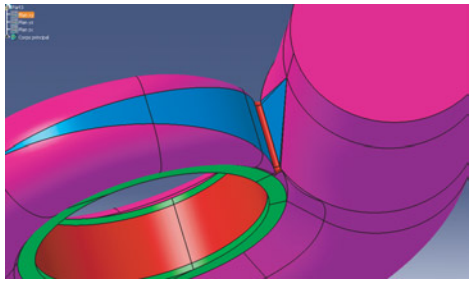


Figure 45 – Vue 3D du bec de volute (volume fluide), le bec est ici rectiligne

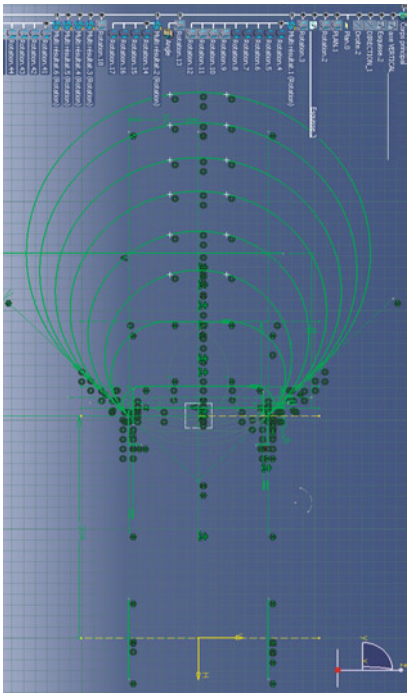


Figure 46 – Sections correspondantes aplaties à partir du bec

2.7 Résultats de la simulation numérique des écoulements internes

2.7.1 Résultats concernant la pompe de N_{sq}32

La roue de cette pompe a servi d'exemple de prédimensionnement au paragraphe 2.3 (figures **28**, **29** et **30**), nous allons examiner le couplage avec une volute et analyser l'écoulement interne au point nominal puis en débit partiel suivant plusieurs variantes de section méridienne, enfin pour un nombre d'aubages plus important.

On observera les étapes de la figure **47**.

On peut observer sur la figure **48** que, pour le débit nominal, la pression statique est pratiquement constante autour de la roue, réalisant ainsi une poussée radiale pratiquement nulle. La partie gauche de la figure montre que, malgré le fonctionnement nominal, un important tourbillon occupe une grande partie du diffuseur de sortie de la volute, ce qui ne peut que nuire au rendement.

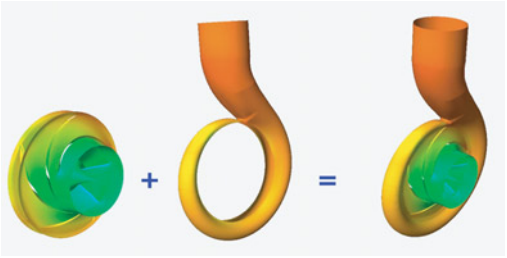


Figure 47 – Couplage des espaces fluides roue + volute

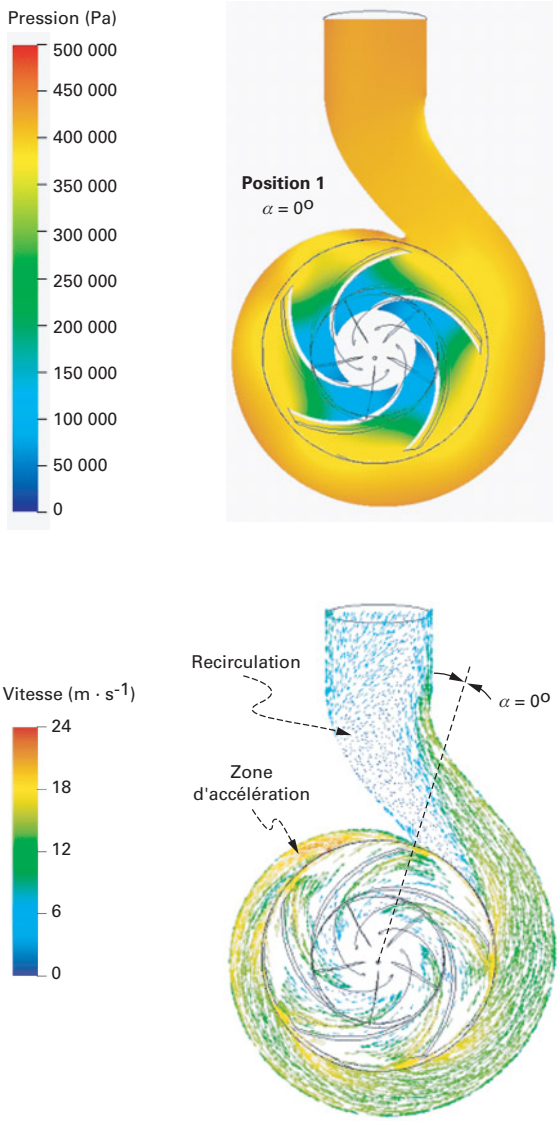


Figure 48 – Champ de pression statique dans la roue et la volute au point nominal. Calcul stationnaire

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

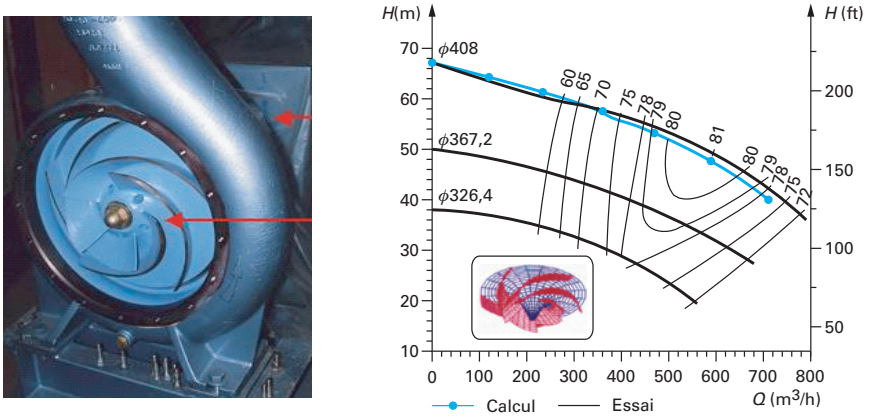


Figure 49 – Prototype expérimental et comparaison des résultats numériques et expérimentaux

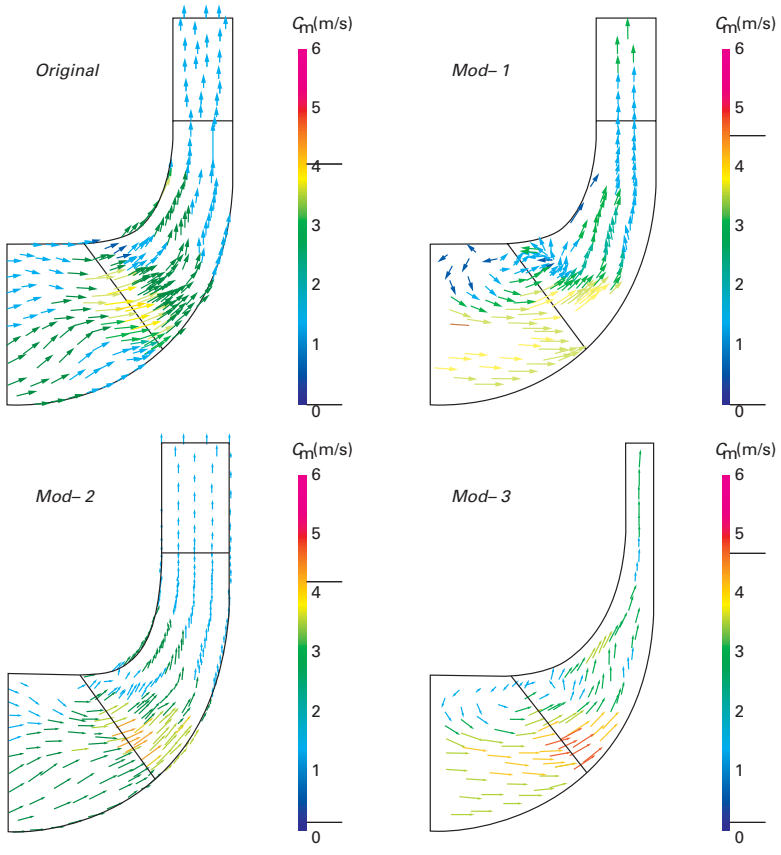


Figure 50 – Présence de recirculation à l'entrée en fonction du tracé de la vue méridienne

Ce phénomène est souvent observé dans les diffuseurs en sortie de volute y compris expérimentalement.

La comparaison entre les essais et les résultats numériques est très satisfaisante au stade préindustriel (figure **49**). Un calcul en instationnaire, beaucoup plus long, donnerait une meilleure précision.

La figure **50** présente le fonctionnement en débit partiel (0,8 Q) pour quatre tracés de la vue méridienne : le tracé proposé dans le calcul présenté dans le paragraphe 2.3 (roue originale), une roue de même diamètre mais de largeur réduite (mod1), une roue de taille normale élargie (mod2), une roue agrandie de 10 % en taille (mod3), dans les trois variantes on observe une recirculation très marquée.

D'après ce que nous avons vu, l'augmentation du nombre de pales augmente la hauteur de la pompe (par l'intermédiaire d'un

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

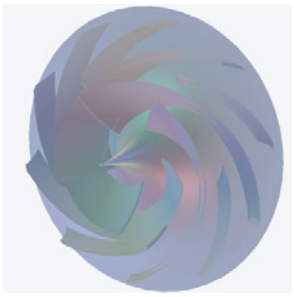


Figure 51 – Roue N_{sq}32 équipée de pales et d'interpales (5 + 5)

facteur de glissement μ plus important). Cependant, une augmentation trop importante aurait pour effet de fermer la section d'entrée de la roue (par l'intermédiaire de l'épaisseur des pales) et nuirait au NPSH requis. Pour éviter cette obstruction, on dispose de pales réduites (interpales ou *splitters*) qui se situent seulement dans la seconde partie de l'écoulement. La figure **51** présente la roue N_{sq}32 que l'on a équipé de cinq interpales. La figure **52** présente une comparaison des résultats obtenus par le calcul avec cinq pales et cinq pales + cinq interpales, toujours en comparaison avec le résultat expérimental pour cinq pales. Globalement, les interpales se comportent comme des demi-pales pour le calcul de μ. Concernant le rendement global, une très légère amélioration se produit avec la présence d'interpales.

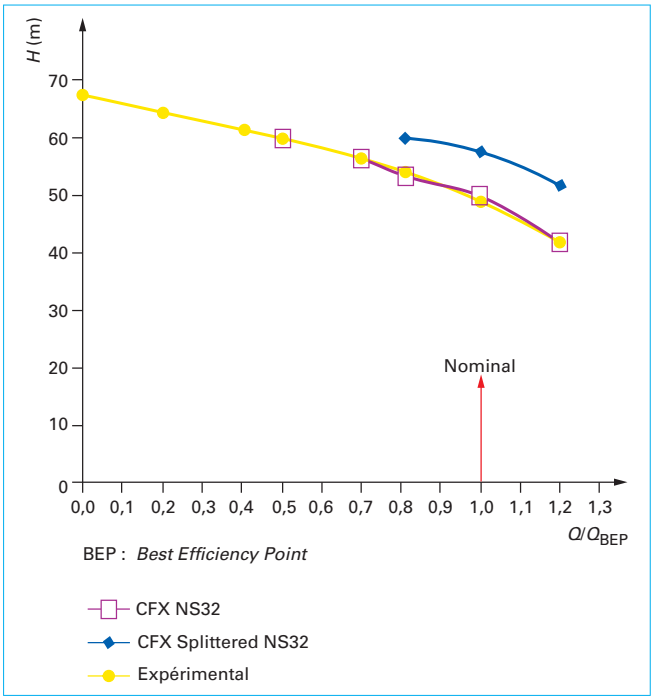


Figure 52 – Roue N_{sq}32 équipée de pales et d'interpales (5 + 5)

Parution : juillet 2012 - Ce document a ete delivre pour le compte de 7200049069 - arts et metiers paristech // 193.48.193.78

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

Pompes rotodynamiques

Similitude et conception des pompes centrifuges

par **Robert REY**
Ingénieur arts et métiers
Professeur arts et métiers ParisTech – Laboratoire DynFluid – CER Paris

Farid BAKIR
Ingénieur École polytechnique d'Alger
Professeur arts et métiers ParisTech – Laboratoire DynFluid – CER Paris

et **Jean POULAIN**
Ingénieur de l'École supérieure d'électricité
Ancien élève de l'Institut Von Karman
Ancien conseiller scientifique de l'association PROFLUID

Sources bibliographiques

Ouvrages

[1] KARASSIK . – *Pump handbook.* Éd. McGraw Hill Co, New York (1976).

[2] RYHMING (I.). – *Dynamique des fluides.* Éd. Presses Polytechniques Romandes (1985).

[3] CSANADY (G.T.). – *Theory of turbomachinery.* Éd. McGraw Hill Co., New York (1964).

[4] LEBOEUF (F.), VOUILLARMET (R.) et FERRAND (P.). – *Aérothermodynamique des turbomachines.* Cours de l'École Centrale de Lyon.

[5] LAKSHINARAYANA (B.). – *An assessment of computational fluid dynamic techniques in the analysis and design of turbomachinery.* Journal of Fluid Engineering, ASME, vol. 113 (1991).

[6] REY (R.) et BAKIR (F.). – *Machines centrifuges et helicocentrifuges.* Tome III, Cours UEE Ingénierie des fluides et des machines tournantes, Arts et Métiers ParisTech. (1998).

[7] BALJÉ. – *A contribution to the problem of designing radial turbomachines.* Transactions of the ASME, *5* (1952).

[8] STEPANOFF. – *Pompes centrifuges et pompes hélices.* Dunod (1961).

[9] FRIBERG. – *Approche théorique et calcul pratique des diffuseurs.* LAJF (1996).

Publications

[10] KHELLADI (S.), KOUIDRI (S.), BAKIR (F.) et REY (R.). – *Predicting tonal noise from a high speed vaned centrifugal fan.* Journal of Sound and Vibration, vol. 313/1-2, p. 113-133 (2008).

[11] YOUNSI (M.), BAKIR (F.), KOUIDRI (S.) et REY (R.). – *3D unsteady flow in a centrifugal fan : impeller-volute interaction.* Journal of computational and applies mechanics, vol. 8, n° 2, p. 211-223 (2007).

[12] YOUNSI (M.), BAKIR (F.), KOUIDRI (S.) et REY (R.). – *Numerical and experimental study of unsteady flow in a centrifugal fan.* Proc. IMechE, Part A – Journal of Power and Energy, JPE445, doi : 10.1243/09576509JPE445, vol. 221, p. 1025-1036 (2007).

[13] STRUB, BONCIANI, BORER, CASEY, COLE, COOK, KOTZUR, SIMON et STRITE. – *Influence of the Reynolds numer on the performance of centrifugal compressors.* Transactions of the ASME, Journal of turbo-machinery, oct. 1987.

[14] KERGOURLAY (G.), YOUNSI (M.), BAKIR (F.), KOUIDRI (S.) et REY (R.). – *Influence of splitter blades on the flow field of a centrifugal pump : test-analysis comparison.* International Journal of Rotating Machinery, doi : 10.1155/2007/, vol. 2007, Article ID 85024, 13 p. (2007).

[15] ASUAJE (M.), BAKIR (F.), KERGOURLAY (G.), NOGUERA (R.) et REY (R.). – *3D quasi-insteady flow simulation in a centrifugal pump. Comparison with experimental results.* Imeche Journal of Power and Energy, *220*, p. 239-256 (2006).

[16] ASUAJE (M.), BAKIR (F.), KENYERY (F.), KOUIDRI (S.) et REY (R.). – *Numerical modelisation of the flow in centrifugal pump. Volute influence in velocity and pressure fields.* International Journal of Rotating Machinery, *3*, p. 244-255 (2005).

[17] KHELLADI (S.), KOUIDRI (S.), BAKIR (F.) et REY (R.). – *Flow study in the impeller-diffuser interface of a vaned centrifugal fan.* ASME Journal of Fluids Engineering, *127*, p. 495-502 (2005).

[18] ASUAJE (M.), BAKIR (F.), KOUIDRI (S.), NOGUERA (R.) et REY (R.). – *Computer-aided design and optimization of centrifugal pumps.* Journal of Power and Energy, *219*, p. 187-193 (2005).

[19] ASUAJE (M.), BAKIR (F.), KOUIDRI (S.) et REY (R.). – *Inverse design method for centrifugal impellers and comparison with numerical simulation tools.* International Journal of Computational Fluids Dynamics, *18*, p. 101-110 (2004).

Communications

[20] YOUNSI (M.), BAKIR (F.), KOUIDRI (S.) et REY (R.). – *Influence of design parameters on the unsteady flow in a centrifugal fan.* Proceedings of EDSM2007, 5th Join ASME/JSME Fluids Engineering Conference, San Diego, California, USA, 30 juil.-2 août 2007.

[21] YOUNSI (M.), FEDALA (D.), BAKIR (F.), KOUIDRI (S.) et REY (R.). – *3D unsteady flow in centrifugal fan : impeller-volute interaction.* The 13th International Conference on Modeling Fluid Flow (CMFF'06), Budapest, Hungary, 6-9 sept. 2006.

[22] KHELLADI (S.), KOUIDRI (S.), BAKIR (F.) et REY (R.). – *A numerical study on the aeroacoustics of a vaned centrifugal.* ASME Fluids Engineering Summer Conferences, Houston, Texas, USA, FEDSM2005-77134, 19-23 juin 2005.

[23] ASUAJE (M.), BAKIR (F.), NOGUERA (R.), TREMANTE (A.) et REY (R.). – *3D quasi-unsteady flow simulation in a centrifugal pump. Influence of splitter blades in velocity and pressure fields.* ASME Fluids Engineering Forum, FEDSM04, HT-FED2004-56660.

[24] KHELLADI (S.), KOUIDRI (S.), BAKIR (F.) et REY (R.). – *Optimization of 3D unsteady fluid flow in multistage centrifugal fan.* ASME Fluids Engineering Forum, FEDSM04, HT-FED2004-56792, Charlotte, USA.

[25] ASUAJE (M.), BAKIR (F.), KOUIDRI (S.), KENYERY (F.) et REY (R.). – *Numerical modelisation of the flow in centrifugal pump. Volute*

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

POUR EN SAVOIR PLUS

influence in velocity and pressure fields. ISROMAC10, the 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaï, Paper ID number 099, 07-11 mars 2004.

[26] SLOTEMAN (D.), SAAD (A.) et COOPER (P.). – *Designing custom pump hydraulics using traditional methods.* Proceedings of ASME FEDSM01, New Orleans, Louisiana, USA, paper FEDSM2001, 18067 (2001).

[27] GOTO (A.), NOHMI (M.), SAKURAI (T.) et SOGAWA (Y.). – *Hydrodynamic design system for pumps based on 3-D CAD, CFD and inverse design method.* Proceedings of ASME FEDSM01, paper FEDSM2001, 18068, New Orleans, Louisiana, USA (2001).

[28] CRAVERO. – *A design methodology for radial turbomachinery. Application to turbines and compressors.* Proceedings of ASME FEDSM01, paper FEDSM2001, 18068, New Orleans, Louisiana, USA (2001).

[29] BLANCO-MARIGORTA (E.), FERNANDEZ-FRANCOS (J.), PARRONDO-GAYO (J.) et SANTOLARIA-MORROS (C.). – *Numerical simulation of centrifugal pumps.* Proceedings of ASME FEDSM00, paper FEDSM2000, 11162, Boston, Massachusetts, USA (2000).

[30] PASSRUCKER (H.) et VAN DEN BRAEMBUSSCHE (R.A.). – *Inverse design of centrifugal impellers by simultaneous modification of blade shape and meridional contour.* International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Paper ASME-GT-457, Munich, Germany (2000).

[31] ARNONE (A.), BONICELLI (P.), MUNARI (A.) et SPANO (E.). – *Application of CFD techniques to the design of the Ariane 5 turbopump.* AIAA-99-3380.

[32] BONATAKI (E.P.), CHAVIAROPOULOS (K.) et PAPAILIOUD (D.). – *An inverse inviscid method for the design of quasi-three-dimensional turbomachinery cascade.* ASME ? Journal of Fluids Engineering, vol. 115, mars 1993.

[33] FAY (A.A.). – *Simple performance model for pumps.* Pumping Machinery, ASME, FED., vol. 154, p. 119-125 (1993).

[34] VISSER (F.C.) et BROUWERS (J.J.H.). – *Review of status of potential flow calculations in radially bladed pump impellers.* Pumping machinery, ASME FED, vol. 154, p. 219-226 (1993).

[35] LUU (T.S.), VINEY (B.) et BENCHERIF (L.). – *Inverse problem using S2-S1 approach for the design of the turbomachine with splitter blades.* Revue Française de Mécanique, p. 209-224, n° 1992.3, France.

[36] NASA. – TN 8430 (1977).

[37] HIRSCH (C.H.) et WARZEE (G.). – *A finite element method for the axisymetric flow computation in turbomachine.* INJME, vol. 10 (1976).

[38] SENOO (Y.) et NAKASE (Y.). – *An analysis of flow through a mixed flow impeller.* ASME (1972).

[39] NASA. – TN 4525 (1968).

[40] HERRIG (L.), EMERY (C.) et ERWIN (R.). – *Systematic two dimensional cascade tests of NACA 65, Series compressor blades at low speeds.* NACA TN 3916 (1957).

[41] WU (C.H.). – *A general theory of three dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed-flow types.* NACA, TN 2604 (1952).

Thèses

[42] ASUAJE (M.). – *Méthodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des performances des turbomachines à fluide incompressible.* Arts et Métiers Paris-Tech (2003).

[43] BAKIR (F.). – *HdR. Aérohydrodynamique et dimensionnement des turbomachines à écoulement incompressible et cavitant.* Paris VI (2004).

[44] KHELLADI (S.). – *Contribution à la modélisation aéroacoustique des ventilateurs centrifuges à grande vitesse.* Arts et Métiers ParisTech (2005).

[45] MEJRI (I.). – *Analyse de l'écoulement instationnaire cavitant dans les inducteurs.* Arts et Métiers ParisTech (2006).

[46] YOUNSI (M.). – *Aérodynamique numérique et expérimentale des ventilateurs centrifuges à action.* Arts et Métiers ParisTech (2007).

[47] CAMPOS (R.). – *Analyse de l'écoulement instationnaire cavitant dans les pompes rotodynamiques.* Arts et Métiers ParisTech (2009).

[48] ELHADJEN (H.), BAKIR (F.), KHELLADI (S.) et REY (R.). – *Propagation des ondes acoustiques dans les turbomachines à écoulement subsonique.* Arts et Métiers ParisTech (2010).

[49] SOLIS (M.). – *Analyse numérique et expérimentale des fluctuations de pression dans les turbomachines centrifuges.* Arts et Métiers ParisTech (2011).

Données économiques

Causes d'arrêt et de défaillance des pompes utilisées dans les centrales thermiques. Pompes alimentaires.

Causes d'arrêt

Les arrêts constatés (tableau **1**) sont imputables à :
– la conception de la pompe (37 %) ;
– la conduite de la centrale ou la qualité de la maintenance (32 %) ;
– des causes extérieures à la centrale (6 %) ;
– autres causes (25 %).

Tableau 1 – Causes d'arrêt des pompes alimentaires

Localisation du dommage ou cause de l'arrêt (%)		Arrêt motivé par (%)	
Rotors	37	Blocage du rotor	25
Piston d'équilibrage	13	Niveau vibratoire élevé	17
Joints d'étanchéité	13	Problèmes au niveau du rotor	10
Paliers radiaux, butées	10	Érosion par cavitation, corrosion	7
Carter, stator	4	Fonctionnement sans eau	5
Équipement de contrôle	3	Système de protection défaillant	4
Vannes, clapets	4	Manque de lubrification	4
Autres	16	Autres	28

Causes de défaillance

Les principales causes de défaillance des pompes alimentaires (source d'information EPRI CS-3158 citée dans [2]) sont :
– la cavitation ;
– la stabilité hydraulique ;
– la dynamique des rotors ;
– les déformations thermiques.

Pompes des circuits de refroidissement

Le lecteur pourra se reporter en bibliographie à la référence.

Le tableau **2** donne les causes d'arrêt pour ces pompes.

Cette statistique est basée sur l'analyse de 343 sinistres.

Les causes de défaillance sont imputables :
– au produit (61 %) ;
– à l'exploitation (20 %) ;
– à d'autres causes (19 %).

Tableau 2 – Causes d'arrêt des pompes des circuits de refroidissement (%)

Paliers	29	Aubages directeurs	6
Arbre, rotor	22	Fixations	4
Aubes du rotor (roues)	21	Vannes, filtres	2
(Total rotor)	(43)	Équipement de protection	1
Carter, stator	7	Autres	8

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

POUR EN SAVOIR PLUS

Parution : juillet 2012 - Ce document a été délivré pour le compte de 7200049069 - arts et métiers paristech // 193.49.193.78

Causes d'arrêt des pompes utilisées dans l'industrie chimique ou pétrochimique.

L'étude, dont les résultats sont donnés tableau **3** , a été menée en Espagne et porte sur 178 pompes centrifuges.

On remarquera la très grande participation des systèmes d'étanchéité (93 soit 65 %) et des paliers (22, soit 16 %). Réunis, ils représentent 115 causes d'arrêt, soit plus de 80 % du total. Nous retrouverons cette tendance dans d'autres enquêtes.**Coûts de maintenance. Pompes appartenant à plusieurs domaines d'activité.**

L'étude, dont les résultats sont donnés tableau **4**, a été menée en Finlande (1992) dans 20 centres industriels représentant différents secteurs d'activité. Les statistiques ont été faites sur 1 690 pompes, ayant une moyenne d'âge de 12 ans et faisant partie d'un parc total de 6 340 pompes.

Tableau 3 – Causes d'arrêt des pompes utilisées dans l'industrie chimique ou pétrochimique

Cause de l'arrêt ou localisation du dommage	Nombre brut	Valeur en %
Garnitures mécaniques	78	54
Autres joints	15	11
Paliers à roulements	15	11
Paliers fluides	7	5
Accouplement	7	5
Problème d'arbres, désalignement	7	5
Impulseurs (roues)	2	1
Autres	12	8
Total	143	100

Cette étude diffère des précédentes en ce sens que la statistique ne porte pas sur le nombre des incidents, mais sur le coût qu'ils ont généré, tant en maintenance qu'en indisponibilité de l'installation.

Les coûts d'indisponibilité sont 1,6 fois supérieurs aux coûts de la maintenance et représentent la dépense principale.

On notera qu'il n'y a pas de proportionnalité entre les dépenses de maintenance et les coûts d'immobilisation. La même notion ressort de plusieurs autres études et les coûts d'indisponibilité y sont toujours supérieurs aux coûts de la maintenance.

On remarquera que les joints sont encore responsables du plus grand coût de maintenance et du plus grand coût d'indisponibilité.

Tableau 4 – Coûts de maintenance de pompes appartenant à divers domaines d'activité

Localisation du dommage ou raison de l'arrêt	Coût de la maintenance (%)	Coût de l'indisponibilité (%)
Fuite aux joints	18	34
Vitesse incorrecte, impulseur mal dimensionné	6	2
Mauvais montage de l'impulseur, usure	10	11,5
Impuretés dans le fluide, obstruction d'un conduit	17	10,5
Air dans le fluide, niveau de pression anormal, cavitation	7	8
Paliers	12	10
Balourds, flexion d'arbre, désalignement	17	24
Accouplement, moteur, mauvais montage pompe	13	10

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite. – © Editions T.I.

POUR EN SAVOIR PLUS

TECHNIQUES DE L'INGÉNIEUR

GAGNEZ DU TEMPS ET SÉCURISEZ VOS PROJETS EN UTILISANT UNE SOURCE ACTUALISÉE ET FIABLE

Techniques de l'Ingénieur propose la plus importante collection documentaire technique et scientifique en français !

Grâce à vos droits d'accès, retrouvez l'ensemble des **articles et fiches pratiques de votre offre, leurs compléments et mises à jour,** et bénéficiez des **services inclus.**

RÉDIGÉE ET VALIDÉE PAR DES EXPERTS	MISE À JOUR PERMANENTE	100 % COMPATIBLE SUR TOUS SUPPORTS NUMÉRIQUES	SERVICES INCLUS DANS CHAQUE OFFRE

- **+ de 350 000 utilisateurs**
- **+ de 10 000 articles de référence**
- **+ de 80 offres**
- **15 domaines d'expertise**

- **Automatique - Robotique**
- **Biomédical - Pharma**
- **Construction et travaux publics**
- **Électronique - Photonique**
- **Énergies**
- **Environnement - Sécurité**
- **Génie industriel**
- **Ingénierie des transports**
- **Innovation**
- **Matériaux**
- **Mécanique**
- **Mesures - Analyses**
- **Procédés chimie - Bio - Agro**
- **Sciences fondamentales**
- **Technologies de l'information**

Pour des offres toujours plus adaptées à votre métier, découvrez les offres dédiées à votre secteur d'activité

Depuis plus de 70 ans, Techniques de l'Ingénieur est la source d'informations de référence des bureaux d'études, de la R&D et de l'innovation.

www.techniques-ingenieur.fr

CONTACT : Tél. : + 33 (0)1 53 35 20 20 - Fax : +33 (0)1 53 26 79 18 - E-mail : infos.clients@teching.com

TECHNIQUES DE L'INGÉNIEUR

LES AVANTAGES ET SERVICES compris dans les offres Techniques de l'Ingénieur

ACCÈS

Accès illimité aux articles en HTML
Enrichis et mis à jour pendant toute la durée de la souscription

Téléchargement des articles au format PDF
Pour un usage en toute liberté

Consultation sur tous les supports numériques
Des contenus optimisés pour ordinateurs, tablettes et mobiles

SERVICES ET OUTILS PRATIQUES

Questions aux experts*
Les meilleurs experts techniques et scientifiques vous répondent

Articles Découverte
La possibilité de consulter des articles en dehors de votre offre

Dictionnaire technique multilingue
45 000 termes en français, anglais, espagnol et allemand

Archives
Technologies anciennes et versions antérieures des articles

Impression à la demande
Commandez les éditions papier de vos ressources documentaires

Alertes actualisations
Recevez par email toutes les nouveautés de vos ressources documentaires

*Questions aux experts est un service réservé aux entreprises, non proposé dans les offres écoles, universités ou pour tout autre organisme de formation.

ILS NOUS FONT CONFIANCE

AgroParisTech · AIRBUS · cea · CESI Enseignement Supérieur et Formation Professionnelle · cnes Centre National d'Études Spatiales · CSTB le futur en construction · ENGIE · GE · L'ORÉAL · Leroy-Somer · École Polytechnique Université Paris-Saclay · SAFRAN Aerospace Defence Security · Sagemcom · SAINT-GOBAIN · Schneider Electric · THALES · TOTAL · Valeo · VEOLIA · Wallonie · SPW Service public de Wallonie

www.techniques-ingenieur.fr

CONTACT : Tél. : + 33 (0)1 53 35 20 20 - Fax : +33 (0)1 53 26 79 18 - E-mail : infos.clients@teching.com